

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO

CARRERA:

INGENIERÍA MECÁNICA

Tesis previa a la obtención del título de: INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA CABINA DE SANDBLASTING PARA
LIMPIEZA SUPERFICIAL CON SISTEMA DE RECIRCULACIÓN DE
GRANALLA PARA VÁLVULAS TIPO COMPUERTA DE 4" DE DIÁMETRO**

AUTOR:

ALFONSO NICOLÁS ESPINOSA TERÁN

DIRECTOR:

SALVATORE REINA

Quito, abril del 2015

Certifico que la presente tesis ha sido elaborada y desarrollada en su totalidad por el
señor Alfonso Nicolás Espinosa Terán.

C.C: 180198362-6

(f)_____

Ing. Salvatore Reina

**DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD Y AUTORIZACIÓN DE USO
DEL TRABAJO DE TITULACION**

Yo, Alfonso Nicolás Espinosa Terán autorizo a la Universidad Politécnica Salesiana la publicación total o parcial de este trabajo de titulación y su reproducción sin fines de lucro.

Además declaro que los conceptos y análisis desarrollados y las conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad del autor.

Alfonso Nicolás Espinosa Terán

C.C.: 180198362-6

DEDICATORIA

Dedico este proyecto a Dios, a mi familia y a cada una de las personas que fueron parte del mismo indirecta o directamente, especialmente a las personas que ya no están con nosotros pero con su apoyo constante y diario lograron incentivar con sus palabras y con su ejemplo la voluntad dentro de mi persona para la culminación de la presente carrera y perseguir nuevos logros en el futuro siempre con honradez y esfuerzo.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a los docentes universitarios por su apoyo constante, gracias a su ejemplo de trabajo y educación, he podido conseguir las metas marcadas en mi vida profesional con la aspiración de que vendrán nuevos retos y logros que serán la pauta para proyectos más grandes y sueños por cumplir.

JUSTIFICACIÓN DEL TEMA

Las válvulas tipo compuerta son muy usadas en buques de gran tamaño (más de 90m de eslora) también llamadas “válvulas de paso”, que son aquellas que definen la dirección del flujo. Estas válvulas son comúnmente usadas en sistemas contraincendio, sanitario y de achique, por tanto se mantienen en constante contacto con el agua salada, motivo por el cual la corrosión en la compuerta de la válvula es muy común.

Cada 2 años, la Autoridad Marítima del Ecuador exige que dichas válvulas sean revisadas, para lo cual se debe realizar el siguiente procedimiento:

1. Desmontar la válvula del buque
2. Desarmar el volante (o galleta) y castillo de la válvula
3. Proceder a limpiar con agua a presión la compuerta
4. Arenar la compuerta (mediante máquina de sandblasting)
5. Arenar castillo y caja de la válvula (mediante máquina de sandblasting)
6. Limpiar con agua dulce a presión
7. Rellenar con soldadura la compuerta en caso de que se encuentre con agujeros, ranuras, cavitaciones, etc.
8. Asentar la válvula (comprobar que la compuerta cierre con la carcasa evitando el paso del agua)
9. Pintar la válvula con pintura anticorrosiva y pintura antincrustaciones (antifouling).
10. Armar la válvula.
11. Montar la válvula en el buque.

De las actividades anteriores, el presente proyecto se concentrará en las más contaminantes, que corresponden a granallar la compuerta, castillo y caja de válvula, por medio de la máquina de sandblasting. Este proceso es ambientalmente más

contaminantes debido a que la arena hace mucho polvo, el cual puede afectar, además de la salud del operario, al correcto funcionamiento de las máquinas del taller, mismas que están a su alrededor. Por esta razón este proceso debe llevarse a cabo en un lugar abierto y bien ventilado, con adecuado y bien dotado equipo de protección personal para el operario.

En este trabajo presentará una opción de construcción de una cabina de sandblasting para las válvulas de 4" de diámetro del sistema contraincendio de un buque tanquero en donde el proceso de granallado sera mas eficiente y limpio.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La corrosión es un problema general, ocurre en diferentes tipos de dispositivos, y más en la industria naval por encontrarse en contacto directo con un agente tan corrosivo como es el agua salada. Este fenómeno obliga a realizar mantenimientos periódicos a los componentes que se encuentran a lo largo de la línea contra incendio del buque.

Actualmente el mantenimiento de dichos componentes es realizado por medio de una máquina de SandBlasting externa que genera mucho desperdicio y contaminación, por tanto se debe buscar nuevos métodos más sencillos, más seguros, menos costosos y ambientalmente más amigables.

OBJETIVOS

General

Diseñar y simular una cabina de SandBlasting para limpieza superficial de válvulas tipo compuerta de 4” de diámetro

Específico

- Investigar y recolectar información acerca del funcionamiento de máquinas neumáticas similares para obtener un punto de partida en el diseño de la Cabina de Sandblasting.
- Analizar y demostrar las ventajas y desventajas en las diferentes opciones de diseño en cabinas para poder seleccionar el método de SandBlasting en la limpieza superficial de áreas indicado para la válvula que va a ser sometida al proceso.
- Diseñar la cabina de Sandblasting con las condiciones de seguridad para lugares cerrados al implementar un sistema de recirculación para el ahorro de granalla, de acuerdo a la opción seleccionada.
- Simular el proceso de Sandblasting por medio de un software especializado donde se puedan representar los indicadores necesarios para imitar el sistema.
- Desarrollar un capítulo de costos para concluir que la opción escogida es viable por medio de estudios y diseño sustentable para la utilización de la misma.

HIPÓTESIS:

Para la investigación propuesta, se plantean las siguientes hipótesis:

El proyecto ayudará a la limpieza superficial, en espacios cerrados, de válvulas tipo compuerta de 4" a través del método de ataque con granalla de acero dentro de una cabina; mediante un sistema de recirculación integrado hará que este proceso sea mucho más limpio, seguro y rentable para las empresas navales que lo utilicen dentro de los talleres.

El diseño podrá ser incorporado, en un futuro, a nuevas utilidades en diferente tipo de taller para la limpieza de corrosión en cualquier clase de piezas que quepan dentro de la cabina de SandBlasting; será una gran ayuda en la limpieza y resaltará por su practicidad y sencillez.

ALCANCE

El presente proyecto de una cabina de SandBlasting con recirculación de granalla constará del diseño mecánico de la misma en planos realizados en el programa AutoCad Mechanical 2012; la simulación neumática y de control en un programa especializado, basándose en la investigación de máquinas con principios similares y se harán los respectivos cálculos para la selección de componentes para acoplarlo a las líneas neumáticas del taller, finalmente se hará un análisis de costos en materiales y equipos.

En el desarrollo del diseño se comenzará por la investigación de máquinas con principios similares de operación y características, luego se estudiará y seleccionará alternativas para el diseño; una vez obtenida la mejor alternativa se procederá al diseño para luego realizar su correspondiente simulación, finalmente se elaborará los planos de la máquina.

Finalmente se realizará un análisis de costos, tanto en materiales y equipos, para comparar precio con máquinas similares en el mercado.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I	2
MARCO TEÓRICO	2
1.1 El efecto Venturi	2
1.2 Aplicaciones del efecto Venturi.....	3
1.2.1 Hidráulica.....	3
1.2.2 Aeronáutica	3
1.2.3 Airsoft	4
1.2.4 Neumática:	4
1.2.5 Hogar.....	4
1.3 Sandblast	4
1.5 Definición	6
1.6 Elementos que componen una cabina de SandBlasting	7
1.6.1 Cabina hermética	8
1.6.2 Control neumático	9
1.6.3 Sistema de proyección de abrasivo	10
1.6.4 Sistema de recuperación de abrasivo.....	11
1.6.5 Automatismos	12
1.7 Granalla de acero	14
1.7.1 Coeficiente de arrastre aerodinámico.....	17
1.7.2 Ventilador centrífugo radial	18
1.8 Separador ciclónico.....	19
1.9 Compresor alternativo (pistón)	21
1.10 Pistola de granallado por succión 100-S	22
1.10.1 Características	22

1.11	Mangueras	23
1.11.1	Características manguera para granalla	23
1.11.2	Características manguera neumática.....	24
1.12	Válvula reguladora de caudal.....	25
1.13	Válvula dos vías dos posiciones	26
1.14	Electroválvula	26
CAPÍTULO II		28
ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS		28
2.1	Planteamiento de alternativas	28
2.1.1	Alternativa 1: Equipo de SandBlasting por presión	28
2.1.2	Alternativa 2: Equipo de SandBlasting por succión.....	29
2.2	Análisis de factibilidad	31
2.3	Ventajas y Desventajas de las alternativas tomadas.....	31
2.4	Parámetros para la calificación.....	32
2.4.1	Factor de ponderación	32
2.4.2	Factor multiplicativo	33
2.5	Calificación de variables para la selección de alternativas	33
2.5.1	Facilidad de diseño	33
2.5.2	Operación del sistema	33
2.5.3	Versatilidad en uso con referencia al proyecto.....	34
2.5.4	Aplicación al proyecto.....	34
2.5.5	Facilidad de información	35
2.5.6	Facilidad de simulación.....	35
2.5.7	Costos	36
2.5.8	Matriz de decisión	36
2.6	Selección de la mejor alternativa.....	37

CAPÍTULO III	38
DISEÑO	38
3.1. Diagrama unifilar del sistema de recirculación de granalla	38
3.2 Cálculos	39
3.2.1 Consumo del aire en el proceso de SandBlasting por succión.....	39
3.2.3 Cálculo de la velocidad del abrasivo.....	42
3.2.4 Cálculo de área del grano abrasivo	46
3.2.5 Cálculo del área en el inyector de granalla	47
3.2.6 Cálculo del caudal en el inyector de granalla.....	47
3.2.7 Cálculo del área de la boquilla	478
3.2.8 Cálculo de la velocidad de la partícula de granalla.....	479
3.2.9 Cálculo del flujo másico a la salida de la boquilla.....	470
3.2.10 Cálculo de cantidad de granalla según flujo másico	470
3.2.11 Cálculo de la potencia del compresor	52
3.2.12 Cálculo del contenedor de la granalla	53
3.3 Selección de mangueras	54
3.4 Bosquejo general de la cabina	55
3.5 Selección del extractor	58
3.5.1 Velocidad de transporte en sistemas de colección de polvos	58
3.5.2 Cálculo de pérdidas en el ciclón.....	59
3.5.3 Cálculo de pérdidas y dimensionamiento del ducto.	61
3.5.4 Cálculo de pérdidas totales del sistema	62
3.6 Cálculo estructural de la cabina mediante SAP2000 v14.....	63
3.6.1 Dimensionamiento de la grilla	64
3.6.2 Definición de materiales.....	65
3.6.3 Creación del perfil a utilizar	66

3.6.4	Creación de la estructura	66
3.6.5	Asignación del perfil a la estructura	67
3.6.6	Asignación de restricciones	68
3.6.7	Asignación de cargas	69
3.6.8	Simulación de la estructura	71
3.6.9	Cuadro de datos	72
3.7	Análisis estructural	73
3.7.1	Dimensionamiento de perfiles	73
3.7.2	Cálculo del perfil horizontal de soporte en la cabina	74
3.7.3	Análisis de perfiles seleccionados	75
3.7.3.1	Cálculo del perfil horizontal en el soporte interior.....	75
3.7.3.2	Cálculo del perfil vertical de la cabina	78
CAPÍTULO IV		81
SIMULACIÓN		81
4.1.	Introducción al programa de simulación LabVIEW 2011	81
4.2.	Programa LabVIEW 2011	82
4.2.1	Estructuras de LabVIEW 2011	82
4.2.1.1	Bucles	83
4.2.1.1.1	While Loop	83
4.2.1.1.2	For Loop	84
4.2.1.2	Estructuras	86
4.2.1.2.1	Estructura Case	86
4.2.1.2.2	Estructura Stacked Sequence	87
4.2.1.3	Nodo fórmula	88
4.3.	Requerimientos mínimos del software	89
4.4.	Operación y funcionamiento del software CabSim v1.1	90

CÁPITULO V	97
COSTOS	97
5.1. Introducción.....	97
5.2. Materia prima	97
5.3. Costos de mecanizado y mano de obra.....	99
5.4. Costos indirectos	100
5.5. Valor total cabina de SandBlasting por succión.....	101
CONCLUSIONES	102
RECOMENDACIONES	103
LISTA DE REFERENCIAS	104
ANEXOS	106

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1: Efecto Venturi.....	2
Gráfico 2: Aplicación de SandBlasting.....	7
Gráfico 3: Esquema general de la cabina.....	8
Gráfico 4: Microestructuras de las granallas de acero.....	15
Gráfico 5: Resistencia a quebrarse de las granallas de acero.....	15
Gráfico 6: Ventilador centrífugo radial con palas rectas.....	19
Gráfico 7: Separador ciclónico.....	20
Gráfico 8: Compresor de pistón.....	21
Gráfico 9: Pistola de granallado por succión 1000-S.....	22
Gráfico10: Manguera de granalla.....	24
Gráfico 11: Manguera neumática.....	25
Gráfico 12: Válvula reguladora de caudal.....	25
Gráfico 13: Válvula dos vías dos posiciones.....	26
Gráfico 14: Electroválvula.....	27
Gráfico 15: Sistema de SandBlasting por presión.....	29
Gráfico 16: Equipo de SandBlasting por succión.....	31
Gráfico 17: Diagrama unifilar del sistema de recirculación de granalla.....	38
Gráfico 18: Diagrama de fuerzas de la partícula de abrasivo.....	43
Gráfico 19: Diagrama de flujos máscicos.....	49
Gráfico 20: Bosquejo de la cabina.....	56
Gráfico 21: Cálculo del área útil de la cabina.....	57
Gráfico 22: Cálculo de pérdidas ciclón.....	60
Gráfico 23: Dimensionamiento del separador ciclónico.....	60
Gráfico 24: Dimensionamiento del ducto.....	61
Gráfico 25: Dimensionamiento de la grilla.....	64
Gráfico 26: Definición de materiales.....	65
Gráfico 27: Creación del perfil a utilizar.....	66
Gráfico 28: Creación del bosquejo de la estructura.....	67
Gráfico 29: Asignación del perfil a la estructura.....	68
Gráfico 30: Asignación de restricciones.....	69
Gráfico 31: Asignación de cargas.....	70
Gráfico 32: Simulación de la estructura.....	71

Gráfico 33: Análisis de ángulo AL 50x50x3.....	72
Gráfico 34: Análisis de tubo cuadrado estructural 50x3.....	73
Gráfico 35: Diagrama de cuerpo libre del tubo estructural cuadrado 50x50x3...	74
Gráfico 36: Propiedades físicas y geometría del perfil.....	75
Gráfico 37: Diagramas de esfuerzo de corte y momentos.....	76
Gráfico 38: Diagramas de pendiente y deflexión de vigas.....	76
Gráfico 39: Diagrama de cuerpo libre del ángulo estructural AL 50x50x3.....	78
Gráfico 40: Propiedades físicas y geometría del perfil.....	79
Gráfico 41: Simulación de la columna.....	79
Gráfico 42: Estructuras LabVIEW.....	83
Gráfico 43: While Loop.....	83
Gráfico 44: For Loop.....	84
Gráfico 45: For Loop.....	85
Gráfico 46: Ejemplo For.....	85
Gráfico 47: Estructura Case.....	86
Gráfico 48: Ejemplo String.....	87
Gráfico 49: Stacked Sequence.....	87
Gráfico 50: Ejemplo Stacked Sequence.....	88
Gráfico 51: Nodo de fórmula.....	88
Gráfico 52: Ejemplo Nodo de fórmula.....	89
Gráfico 53: Carpeta de simulador CabSim v1.1.....	90
Gráfico 54: Archivo para arranque de simulador “PRINCIPAL.vi”.....	91
Gráfico 55: Pantalla principal.....	91
Gráfico 56: Pantalla parámetros.....	92
Gráfico 57: Cuadro de diálogo para selección de tipos de granalla.....	92
Gráfico 58: Cuadro de dialogo para selección de boquilla.....	93
Gráfico 59: Cuadro de dialogo para selección de inyector.....	93
Gráfico 60: Botón ok.....	94
Gráfico 61: Pantalla simulación de arranque.....	95
Gráfico 62: Pantalla simulación completa del sistema.....	95
Gráfico 63: Pantalla simulación detenida.....	96

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Características químicas de la granalla de acero.....	16
Tabla 2: Características físicas entre granalla de acero y arena.....	16
Tabla 3: Tamaños de las granallas de acero.....	17
Tabla 4: Coeficiente de arrastre aerodinámico.....	18
Tabla 5: Tabla de boquillas.....	23
Tabla 6: Ventajas y desventajas de las alternativas para diseño.....	32
Tabla 7: Calificación de la facilidad de diseño.....	33
Tabla 8: Calificación de la operación del sistema.....	34
Tabla 9: Calificación de Versatilidad en uso con referencia al proyecto.....	34
Tabla 10: Calificación aplicación al proyecto.....	35
Tabla 11: Facilidad de información.....	35
Tabla 12: Facilidad de simulación.....	36
Tabla 13: Costos.....	36
Tabla 14: Matriz de decisión.....	37
Tabla 15: Consumo de aire en equipos de chorreado.....	40
Tabla 16: Selección de la granalla por su aplicación.....	41
Tabla 17: Selección de la manguera.....	54
Tabla 18: Tabla de velocidad de transporte en sistemas de colección de polvos..	59
Tabla 19: Ventiladores radiales Dayton.....	63
Tabla 20: Tabla de cargas.....	70
Tabla 21: Requerimientos mínimos LabVIEW 2011.....	89
Tabla 22: Tabla costo de materia prima.....	98
Tabla 23: Tablas de costos de mecanizado y mano de obra.....	99
Tabla 24: Costos indirectos.....	100
Tabla 25: Valor total de la cabina de SandBlasting por succión.....	101

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 1: FICHA TÉCNICA: VÁLVULA DE COMPUERTA CLASE 150...	107
Anexo 2: DIMENSIONAMIENTO DEL DUCTO (DUCTÍMETRO).....	108
Anexo 3: SEPARADOR CICLÓNICO.....	109
Anexo 4: FÓRMULA PARA CALCULAR CFM POR EL MÉTODO DE CAMBIO DE AIRE.....	110
Anexo 5: TABLA DE PESOS ESPECIFICOS.....	111
Anexo 6: FICHA TÉCNICA: VENTILADOR D/D w/Motor, 115/230 V.....	112
Anexo 7: NORMAS ASHRAE: CAPÍTULO 32.....	113
Anexo 8: TABLA DE CONSUMO DE AIRE EN EQUIPOS DE SUCCIÓN....	114
Anexo 9: FORMULARIOS Y EJEMPLO.....	115
Anexo 10: COTIZACIONES.....	116
Anexo 11: DIAGRAMAS DEL PROGRAMA.....	117
Anexo 12: PLANOS.....	118

GLOSARIO

Sandblasting: Acción de pulverizar o cortar con una fuerte corriente de aire mezclado con arena; limpieza o pulido con una fuerte corriente de aire mezclado con arena.

Granalla: Metal o metaloide reducido a granos pequeños para facilitar su fundición o uso en diferentes procesos mecánicos o limpieza superficial de piezas.

Abrasivo: Material duro que se utiliza para desgastar o pulir.

Airsoft: Es un juego y deporte de estrategia basado en la simulación militar. Este deporte puede ser practicado por participantes de todas las edades ya que su objetivo desarrollar habilidades como la estrategia y la destreza.

Tubo Venturi: Un tubo de Venturi es un dispositivo inicialmente diseñado para medir la velocidad de un fluido aprovechando el efecto Venturi. Efectivamente, conociendo la velocidad antes del estrechamiento y midiendo la diferencia de presiones, se halla fácilmente la velocidad en el punto problema.

Hop up: efecto de giro que recibe el balin de airsoft para alcanzar mayores distancias.

Separador ciclónico o ciclón: Es un método de retirar partículas del aire, gas o flujo de líquido, sin el uso de un filtro de aire, utilizando un vórtice para la separación. Los efectos de rotación y la gravedad son usados para separar mezclas de sólidos y fluidos. El método también puede separar pequeñas gotas de un líquido de un flujo gaseoso.

Unidad de mantenimiento: Son las encargadas de la preparación del aire comprimido para los diferentes dispositivos y están conformadas por filtro, regulador y lubricador.

RESUMEN

El presente proyecto tiene como objetivo diseñar y simular una cabina de SandBlasting con recirculación de granalla por el método de succión para ser utilizada en válvulas de compuerta de 4 pulgadas, con el fin de ayudar en la limpieza superficial de las mismas ya que son muy utilizadas en la industria naval sobre todo en los sistemas contraincendios. El acero al mantener contacto con el agua salada de mar genera una corrosión difícil de eliminar por métodos tradicionales, que realizan el procedimiento al aire libre contaminando el espacio de trabajo y desperdiciando granalla, por tanto se ha desarrollado este sistema con miras a optimizar el consumo de granalla, por medio de su reutilización, y la disminución del impacto ambiental.

El documento consta de dos partes: la primera corresponde al diseño, elaborado en programas especializados para el desarrollo de circuitos neumáticos y cálculo estructural; la segunda parte se refiere a la simulación por medio de programación en un software especializado que emulará el funcionamiento de la máquina y presentará datos de los diferentes dispositivos en uso.

Se desarrollará un capítulo referente a costos donde se analiza si la propuesta es económicamente viable en comparación con una cabina similar a la venta en el mercado.

Finalmente se presentan las conclusiones y recomendaciones en la elaboración del proyecto con el fin de marcar una pauta en el desarrollo de este tipo de máquinas para un futuro rediseño u optimización.

ABSTRACT

This project aims to design and simulate a sandblasting cabin with grit recirculation by the method of suction to use in 4 inches gate valves in order to assist in the surface cleaning due to their widely usage in shipbuilding especially in firefighting systems.

The steel, in constant contact with the salty sea water creates corrosion difficult to remove by traditional methods where the procedure is performed outdoors, polluting the workspace air and wasting the grit therefore this system has been developed for grit consumption surface cleaning optimization by reusing it.

The system works with grit steel as it has a greater reuse margin than others commonly used in the same process.

The document consists of two parts. The first is the design of specialized programs focus on development of pneumatic circuits and structural calculations and the second part refers to the simulation using specialized software which emulates the operation of the machine and will show data from the different devices in use.

Finally, conclusions and recommendations are presented in order to set a standard in the machines development for future redesign or optimization

INTRODUCCIÓN

El desarrollo del presente proyecto tiene como meta el diseño y simulación de una cabina de SandBlasting para limpieza superficial en válvulas de compuerta de 4 pulgadas, usadas generalmente en el sistema contraincendios de los buques.

Para el cumplimiento del objetivo se ha desarrollado una cabina de SandBlasting por proceso de succión al ser calificada como la más viable y correspondiente con los fines del proyecto.

Las cabinas de SandBlasting son utilizadas para limpieza abrasiva de superficies por medio del chorro de arena que puede ser de diferentes materiales (en este caso granalla de acero), y tiene como finalidad la remoción de cualquier tipo de material o agente extraño que se encuentre en el exterior de las mismas.

Estas cabinas utilizan el principio de Venturi para generar un caudal de arena, aumentando su presión y su velocidad, dando como resultado un chorro abrasivo que brinda un acabado liso de superficies para cualquier tipo de tratamiento posterior.

El desarrollo del proyecto demuestra que es mucho más económico manufacturar la máquina con materiales disponibles en nuestro medio que comprar e importar, evitando así un gasto innecesario de recursos y la salida de divisas.

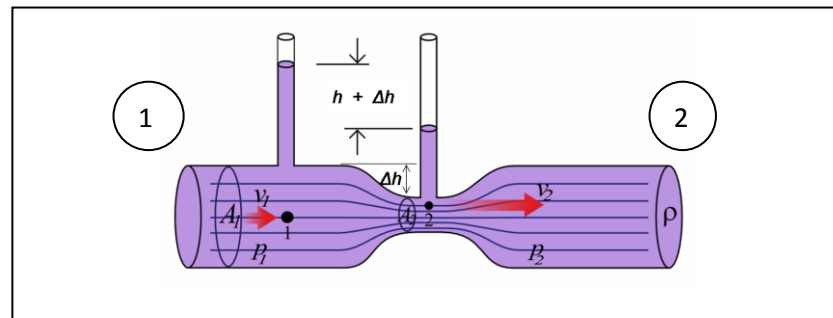
CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO

1.1 El efecto Venturi

El efecto Venturi se explica por el Principio de Bernoulli y el principio de continuidad de masa. Si el caudal de un fluido es constante pero la sección disminuye, necesariamente la velocidad aumenta al atravesar esta sección. Por el teorema de la conservación de la energía mecánica, si la energía cinética aumenta, la energía determinada por el valor de la presión disminuye forzosamente. (Huerta, 2013)

Gráfico 1: Efecto Venturi



Fuente: (Huerta, 2013)

Ecuación de Bernoulli:

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{1}{2}v_1^2 + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{1}{2}v_2^2 + gz_2 \quad \text{Ecuación 1.1}$$

De la ecuación de continuidad, se tiene que:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m} = \rho v A \quad \text{Ecuación 1.2}$$

Se reemplaza las variables para la ecuación 1.3 en:

$$\rho \cdot v_1 \cdot A_1 = \rho \cdot v_2 \cdot A_2 \quad \text{Ecuación 1.3}$$

Análogamente se puede demostrar que:

$$v_1 = \frac{\rho v_2 A_2}{\rho A_1} \quad \textbf{Ecuación 1.4}$$

Donde:

$A_{1,2}$ = Sección transversal del tubo

ρ = Densidad del fluido

$v_{1,2}$ = Velocidad del fluido en los puntos 1 y 2

El Efecto Venturi nos dice que la presión de un fluido aumenta en las zonas de mayor sección y disminuye en los más estrechos.

1.2 Aplicaciones del efecto Venturi

1.2.1 Hidráulica

La depresión generada en un estrechamiento al aumentar la velocidad del fluido, se utiliza frecuentemente para la fabricación de máquinas que proporcionan aditivos en una conducción hidráulica.

1.2.2 Aeronáutica

Aunque el efecto Venturi se utiliza frecuentemente para explicar la sustentación producida en alas de aviones, por sí solo no es suficiente para explicar la sustentación aérea.

1.2.3 Airsoft

Las réplicas usadas en éste juego suelen incluir un sistema llamado HopUp que provoca que el balón sea proyectado realizando un efecto circular, lo que aumenta el alcance efectivo de la réplica.

1.2.4 Neumática:

Para aplicaciones de ventosas y eyectores.

1.2.5 Hogar

En los equipos ozonificadores de agua, se utiliza un pequeño tubo Venturi para efectuar una succión del ozono que se produce en un depósito de vidrio, y así mezclarlo con el flujo de agua que va saliendo del equipo con la idea de destruir las posibles bacterias patógenas y de desactivar los virus y otros microorganismos que no son sensibles a la desinfección con cloro.

1.3 Sandblast

La palabra en inglés proviene de los vocablos Sand (arena) y Blast (presión), por lo que literalmente significa arena a presión. Sin embargo este sistema no emplea necesariamente arena para su funcionamiento, por lo que podemos definirlo como un sistema de sopleteo con chorro de abrasivos a presión. Este sistema consiste en la limpieza de una superficie por la acción de un abrasivo granulado expulsado por aire comprimido a través de una boquilla. La limpieza con sandblast es ampliamente usada para remover óxido, escama de laminación y preparación de superficies para la aplicación de un recubrimiento.

1.4 Principios del Proceso

La limpieza de superficies a través de un chorro de abrasivo puede considerarse como una verdadera operación de "bombardeo", en la que un sin número de partículas abrasivas son lanzadas a alta velocidad contra el objetivo. Inmediatamente antes del choque, las partículas están dotadas de energía cinética, que varía según su cantidad y dimensiones.

Las partículas sufren una violenta desaceleración en el instante del impacto, transformando una parte de la energía cinética en calor, una segunda en energía de deformación o de fractura, una tercera en trabajo de limpieza, el resto sigue siendo energía cinética que produce el rebote de partículas.

La eficiencia de la conversión de energía cinética en trabajo efectivo de limpieza depende de factores relacionados con el ángulo de incidencia del chorro, las características del abrasivo utilizado y al tipo de impureza a retirar.

Por ejemplo, cuanto más perpendicular sea el chorro con relación a la superficie de trabajo, será mayor el componente de energía disponible para el rompimiento de impurezas sueltas y por tanto se obtiene un acabado superficial será más áspero.

Inmediatamente antes de chocar contra el objetivo las partículas están dotadas de energía cinética, que es directamente proporcional a la masa de la partícula y al cuadrado de la velocidad, conforme la ecuación:

$$E_c = \frac{m \cdot v^2}{2} \quad \text{Ecuación 1.5}$$

Donde:

E_c = Energía cinética

m = Masa de la partícula

v = Velocidad de la partícula

La masa de una partícula esférica es dada por la relación:

$$m = \frac{\rho \cdot (4 \cdot \pi \cdot r^3)}{3} \quad \text{Ecuación 1.6}$$

Donde:

m = Masa de la partícula

r = Radio de la partícula

ρ = Densidad del fluido

Por lo tanto, la energía cinética de una partícula esférica es dada por la relación:

$$E_C = \rho \cdot \left(\frac{2}{3}\right) \cdot \pi \cdot r^3 \cdot v^2 \quad \text{Ecuación 1.7}$$

Las ecuaciones arriba señaladas indican que pueden ocurrir variaciones significativas de la energía cinética del chorro con pequeñas variaciones en las cantidades y dimensiones de las partículas. De hecho, si la velocidad de las partículas se mantiene fija, independiente de sus tamaños, se observa que la disminución del radio de una partícula para la mitad de su valor inicial equivale a una disminución de 8 veces su energía cinética.

1.5 Definición

El proceso consiste en la limpieza superficial de materiales proyectando granos abrasivos por soplo de aire comprimido con una presión adecuada del aire.

Gráfico 2: Aplicación de SandBlasting



Fuente: (Wling, 2014)

El impacto del medio abrasivo se realiza a través de algún mecanismo o sistema, que lanza el abrasivo a velocidad y a granel para que impacte la superficie que se quiere procesar. El efecto de este choque provoca que las partículas no adheridas a la superficie sean desplazadas (polvo, óxido de corrosión, pintura, etc.) obteniendo como resultado una limpieza profunda.

Se debe mantener el impacto, entonces además de limpiar (por el barrido efectuado), se inicia el proceso de preparación de la superficie áspera favorable para un proceso posterior de aplicación de pintura, este beneficio se consigue al aumentar la rugosidad de la superficie, teniendo como resultado una mayor adherencia de la pintura a la pieza, con lo que el acabado tendrá una vida útil más larga y en mejores condiciones.

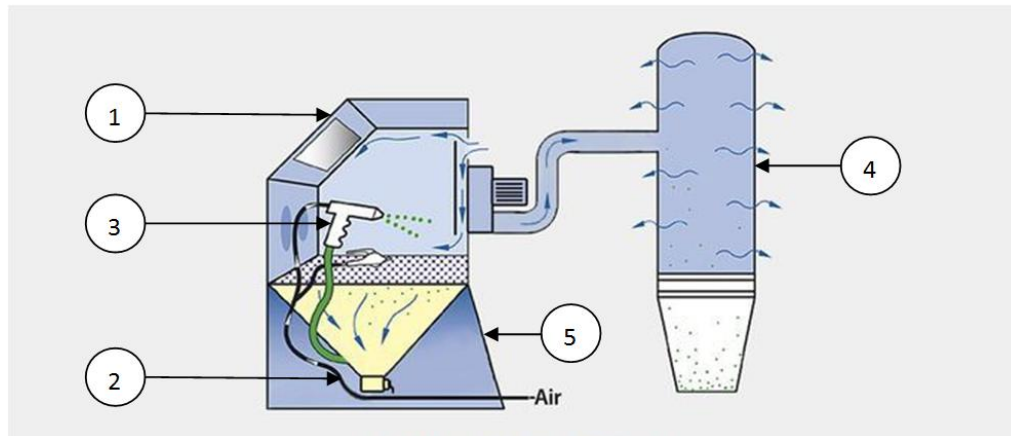
1.6 Elementos que componen una cabina de SandBlasting

Una cabina de sandblasting está constituida por 5 elementos principales:

1. Cabina hermética
2. Control neumático
3. Sistema de proyección de abrasivo
4. Sistema de recuperación de abrasivo
5. Automatismos

En el gráfico 3: 1.3 se indica cada uno de los elementos nombrados.

Gráfico 3: Esquema general de la cabina



Fuente: (ecoind, 2010)

1.6.1 Cabina hermética

El frente de la cámara posee dos aberturas que constituyen la guantera por donde pasan los brazos del operario estando la hermeticidad asegurada por abrazaderas interiores y el operario protegido por los guantes de materiales especiales para el trabajo con abrasivos.

El trabajo se puede realizar de distintos modos:

- Con una mano se soporta la pieza con la otra la pistola de proyección, dándole la distancia de trabajo y ángulo apropiados.
- Dejando la pistola fija quedan ambas manos libres para sostener la pieza y moverla a voluntad, bajo el chorro de abrasivo.

La pieza es introducida por la puerta ubicada a un lado del equipo. Normalmente la carga y descarga se realiza por la misma puerta por comodidad de desplazamiento.

En su ejecución estándar las piezas se apoyan sobre una parrilla preparada para trabajos con abrasivos.

La cabina posee un visor de vidrio templado a una altura e inclinación adecuada de modo que el operario visualice perfectamente toda la zona de trabajo. Para que esa visión sea normal, en la parte superior del equipo se coloca una lámpara con protección para iluminación. El uso de lámparas eléctricas no es adecuado pues las mínimas vibraciones del equipo hace que los filamentos tengan una vida útil mucho menor que lo normal.

La cabina posee entradas diseñadas para imprimir al aire que ingresa una velocidad adecuada, impedir que el abrasivo rebote y salga al exterior a través de ellas y se colocan a modo de producir el flujo de aire máximo en la zona de trabajo (centro y frente de la cabina) con lo que se logra la máxima visibilidad.

1.6.2 Control neumático

El aire comprimido llega al equipo a través de mangueras adecuadas acoplándose en la cabina a la entrada de la unidad de mantenimiento. Una de las variables básicas de trabajo es la presión de operación; así, según el tipo de trabajo a realizar, puede ser tan contraproducente una presión baja como otra por sobre el nivel necesario. Para ello se coloca en el circuito un regulador de presión que hará controlable y repetitiva la operación.

La unidad de mantenimiento, filtro, se hace imprescindible en el trabajo de granallado pues trabajando con aire comprimido húmedo, condensara agua en la zona donde decanta el abrasivo a ser utilizado formando grumos que vuelven el trabajo intermitente, y en el caso de la granalla de acero produce su rápida inutilización por oxidación y aglomeración. Este filtro podrá tener drenaje normal o automático del agua acumulada.

1.6.3 Sistema de proyección de abrasivo

Succión y presurizado son las alternativas neumáticas básicas para la proyección de abrasivo. En ambos casos se usa el aire comprimido como medio de transporte.

En el sistema de succión, la acción del aire comprimido es la de producir vacío dentro de la pistola de proyección para succionar, por otro conducto, al abrasivo incorporándolo al chorro de proyección logrando en la boquilla la aceleración requerida.

En el caso del sistema de presurizado el aire comprimido mantiene bajo presión a un tanque, en el cual está contenido el abrasivo y el conducto por el cual fluirá, de modo que el abrasivo sale del tanque dosificado por gravedad e ingresa en el flujo de aire para lograr la velocidad final en la boquilla de proyección.

Los equipos de presurizado tienen la ventaja de poder utilizar todo tipo de abrasivos, ampliándose la gama de trabajos a realizar y poseen una capacidad de producción mucho mayor para el mismo consumo de aire comprimido, llegándose a diferencias de más de 50% en los rendimientos.

Además posibilita la utilización del equipo de presión a distancia (más de 30 m.) prescindiendo del uso de la cabina.

En cuanto a los equipos de succión, además de tener un costo inicial bastante inferior, son más sencillos para operarlos y mantenerlos. Por los pesos y diámetros de manguera utilizadas producen un menor desgaste físico al operador y tienen la posibilidad de trabajar a muy baja presión para trabajos delicados.

Para terminar, los equipos por presión son irremplazables en los trabajos de alta producción, como remoción de cascarilla de laminación, preparación de superficies, etc., y los de succión para los trabajos de terminaciones decorativas, limpieza de moldes, etc.

1.6.4 Sistema de recuperación de abrasivo

Después del impacto del chorro de abrasivo sobre la superficie tratada, se tiene dentro de la cabina una mezcla compuesta por el abrasivo original, parte del abrasivo fracturado por el golpe y partículas desprendidas de la superficie tratada, las que normalmente son de menor tamaño que las de abrasivo formando una densa nube de polvo que impediría la visión si no se extrae en forma constante.

Forman el sistema de recuperación: un separador ciclónico, un ventilador centrífugo y un filtro. Su función es retirar de la cámara de trabajo la mezcla mencionada anteriormente con la velocidad adecuada para permitir la buena visibilidad; al llegar al separador ciclónico, por fuerza centrífuga, queda en la tolva del mismo el abrasivo que puede volver a utilizarse; del mismo modo por el centro del separador ciclónico se extrae el abrasivo fracturado y el polvo desprendido el que llega hasta el filtro quedando retenido en el mismo, devolviendo al ambiente aire perfectamente filtrado.

La eficiencia de este proceso es vital para el rendimiento del equipo, ya que si la separación de abrasivo y polvo es deficiente pueden suceder dos cosas:

- No es retirado todo el polvo y parte de él se recicla en el equipo y se proyecta contra la superficie, esto produce incrustaciones y contaminación en la misma además de perturbar la visibilidad por el polvo reingresado a la cabina
- La extracción es muy grande y llega hasta el ciclón una cantidad de abrasivo útil con la cual se aumenta notablemente el consumo del mismo.

Por lo mencionado el equipo debe estar diseñado para funcionar dentro de límites precisos sin llegar a las condiciones extremas mencionadas.

El caudal de aire aspirado es función del tamaño de la cabina, el tipo de abrasivo utilizado y de las partículas que se desprenden de la superficie tratada. La experiencia indica que cuanta más pequeña son las dimensiones de la cámara de

trabajo, mayor es la cantidad de renovaciones por minuto necesarias para asegurar una correcta visibilidad.

Para los tamaños utilizados en las cabinas de fabricación standard, se requieren de 15 a 20 renovaciones por minuto del volumen de aire de la cabina (ver anexo 7).

1.6.5 Automatismos

La conjunción de un equipo convencional y el automatismo correspondiente, convierte a la cabina de granallado en un robot de trabajo.

Se compone de las siguientes partes:

- Cabina de proyección.
- Control automático de ciclo de trabajo.

Las cabinas de proyección son en todo coincidentes con lo detallado en los párrafos anteriores en cuanto a cámara hermética de procesado, control neumático, sistema de proyección y de recuperación de abrasivo.

Para automatizar el trabajo de las pistolas de proyección, se utilizan comúnmente dispositivos neumáticos de velocidades y carreras fácilmente regulables. Además las pistolas se montan en soportes de movimiento universal, permitiendo el rápido ajuste de las distancias y el ángulo de trabajo.

Es imprescindible que el movimiento sea indirecto, de modo que el vástago del cilindro neumático no penetre en la cabina de procesado, pues sería rápidamente dañado por el abrasivo y la polución existente.

El sistema de control automático del ciclo, generalmente se centraliza en un tablero electro neumático que induce los siguientes controles:

- Arranque y parada del sistema de movimiento y eventualmente regulación de la velocidad.

- Control del paso de aire en las válvulas de proyección de abrasivo y de sopleteo.
- Control de carga y descarga de granalla

Se puede concluir que la cabina de granallado convierte a un proceso normalmente contaminante y realizable solo en grandes espacios abiertos, lejos de personas y equipos ajenos al mismo, en un trabajo perfectamente controlado y asimilable de compartir los espacios y tiempos productivos de otras tareas. Considerada como una maquina productiva más, su costo inicial es bajo siendo mínimo su mantenimiento y muy bajo el consumo de abrasivo.

Además estas cabinas no requieren instalaciones especiales ni ser empotradas y el operario adquiere una rápida especialización en el uso del mismo.

Para la elección correcta de la cabina de granallado se debe considerar:

- Finalidad del granallado.
- Abrasivo a utilizar.
- Tamaño de las piezas a procesar.
- Capacidad de producción.

Podemos enumerar, entre otros usos, remoción de cascarillas de laminación y nódulos de óxido, limpieza de matrices y moldes, preparación de superficies para galvanizados, anodizados, cromados, pinturas y revestimientos, preparación de superficies para vulcanizados, terminación anti reflectiva, decorativas, remoción de manchas de tratamiento térmico, de pinturas homeadas, vitreados y esmaltados, texturado de matrices, etc. En este punto se define el sistema de proyección a adoptar ya sea de presión para trabajos de alta producción o de succión para procesos delicados como por ejemplo terminaciones decorativas.

Normalmente son utilizados, granalla metálica redonda y angular, solo en equipos de funcionamiento por presión, mientras que el óxido de aluminio, acero, carburo de

silicio, cuarzo, arena y micro esferas de vidrio, pueden ser utilizadas tanto en equipos de succión como de presión.

El tamaño de la pieza a procesar define el volumen de la cabina de trabajo, teniendo en cuenta el fácil acceso a todas las partes a tratar y el libre movimiento dentro de la misma.

La capacidad de producción quedara definida por el sistema adoptado (succión o presión) y por las dimensiones de su circuito neumático, acorde al suministro de aire comprimido. (Blasting, 2008)

1.7 Granalla de acero

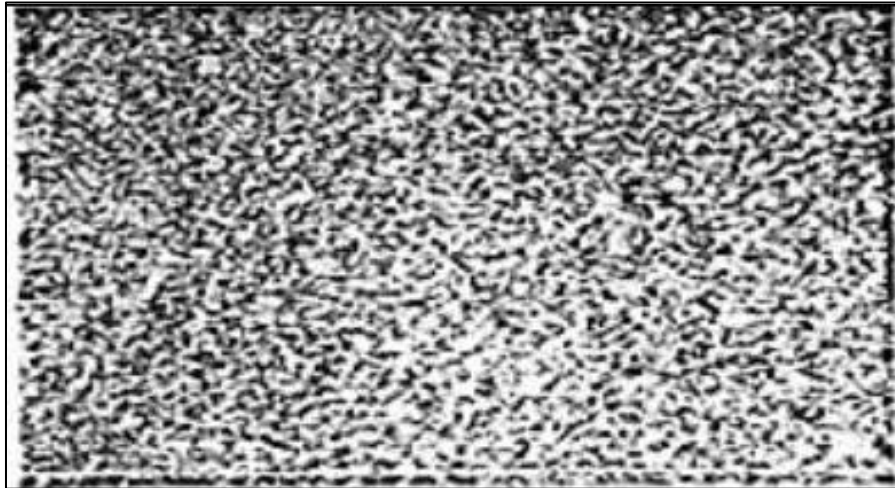
Se la puede encontrar como esféricas y angulares. Es probablemente el abrasivo más utilizado de los existentes debido a las propiedades particulares que posee, con alta resistencia a quebrarse y para evitar el excesivo desgaste de la cabina.

La producción de las Granallas de acero es más complicada que la de hierro fundido. Como partes similares en ambos proceso, se seleccionan trozos de acero de bajo contenido de azufre y fosforo para ser fundidos en el horno de arco eléctrico, con estricto control químico y de temperatura. A la temperatura crítica de colado el acero es pulverizado por un proceso patentado, produciendo una calidad uniforme de granallas.

Existen dos fases de tratamiento térmico para darle dureza, las granallas son homogenizadas y refinadas a una alta temperatura en hornos, en los cuales, la atmosfera es controlada para prevenir oxidación y descarbonización, después es descargado en un recipiente para ser templado, donde se bombea gran cantidad de agua al punto de descarga que asegura la uniformidad de una estructura altamente refinada y el tamaño del grano. Las granallas esféricas son cargadas luego en un horno rotativo donde son calentadas a temperaturas de revenido para darles una vida máxima y dureza uniforme. Finalmente son cribadas para propósitos de graduación de tamaños.

Las granallas angulares son producidas tomando los tamaños grandes para darles un especial tratamiento térmico aumentando su dureza y fragilidad, las granallas son entonces agrupadas en molinos de bola trituradas y luego revenidas a la dureza correcta y graduadas a especificaciones estandarizadas. (Barcia, 1989, p. 72)

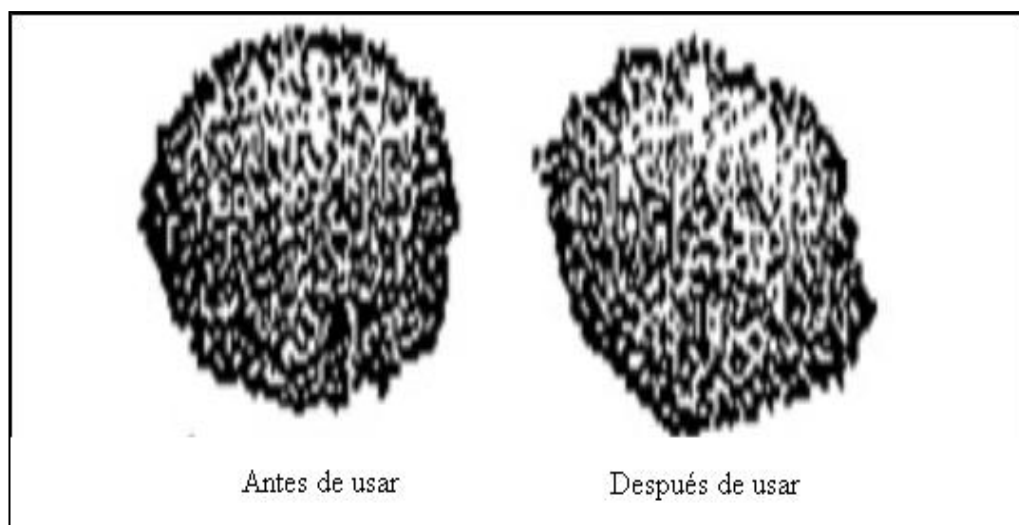
Gráfico 4: Microestructuras de las granallas de acero



Fuente: (Plaster, 1972)

A continuación en el grafico 1.5 se puede observar los cambios que se producen en la granalla de acero después de ser sometida al proceso de sandblasting perdiendo su consistencia física.

Gráfico 5: Resistencia a quebrarse de las granallas de acero



Fuente: (Plaster, 1972)

Tabla 1: Características químicas de la granalla de acero

COMPOSICIÓN QUÍMICA DE LAS GRANALLAS DE ACERO		
	SAE	B.S.C.R.A.
Carbón	0,85 – 1,2%	0,6 – 1,25%
Silicio	0,40 min	0,2 – 1,1%
Magnesio	0,60 – 1,2%	1,25 max
Azufre	0,05 max	0,08 max
Fósforo	0,05 max	0,08 max

Fuente: (Plaster, 1972)

La dureza varía en el rango de 40 a 50 Rockwell C. con una estructura uniformemente templada de matriz martensítica y con finos carburos bien distribuidos. La densidad de las granallas no son menores a 4 g/cm^3 ni contienen más del 10% de porosidades.

El tamaño de las granallas de acero está especificado por la norma SAE J-444 que identifica las granallas redondas con el prefijo S y a las angulares con el prefijo G seguidas por un número que representa el diámetro nominal en diez milésimas de pulgada para las esféricas.

En la siguiente tabla se puede observar las características de la granalla de acero y la arena silícica.

Tabla 2: Características físicas entre granalla de acero y arena

Abrasivo	Tipo	Forma	Dureza	Densidad	Sílice Libre	Mallas	Factor de Reutilización
Arena	Sílice	Irregular redondeada	5-6 MOHS	1600 Kg/m^3	90 %	6-300	1 vez
Granalla de acero	Metálica	Angular	40 a 68 RC	4000 Kg/m^3	0	18-200	De 700 a 5000 veces

Fuente: (Lozada & Preciado, 2008, p. 31)

La tabla 2 muestra que la granalla de acero es la más aplicable al proyecto por su capacidad de reutilización, menor grado de polvo, por tanto menos extracción dentro

de la cabina, al ser más dura es más abrasiva por tanto la limpieza de la superficie será más rápida.

Tabla 3: Tamaños de las granallas de Acero

Tamaño nominal en mm	Granalla esférica	Granalla angular
2.00	S-780	G-10
1.70	S-660	G-12
1.40	S-550	G-14
1.18	S-460	G-16
1.00	S-390	G-18
0.85	S-330	
0.71	S-280	G-25
0.60	S-230	
0.42	S-170	Gh-40
0.30	S-110	G-50
0.18	S-70	G-80










Fuente: (Lozada & Preciado, 2008, p. 33)

1.7.1 Coeficiente de arrastre aerodinámico

En dinámica de fluidos, el coeficiente de arrastre (comúnmente denotado como c_d , c_x o c_w) es una cantidad adimensional que se usa para cuantificar el arrastre o resistencia de un objeto en un medio fluido como el aire o el agua. Es utilizado en la ecuación de arrastre, en donde un coeficiente de arrastre bajo indica que el objeto tendrá menos arrastre aerodinámico o hidrodinámico. El coeficiente de arrastre está siempre asociado con una superficie particular.

El coeficiente de arrastre de cualquier objeto comprende los efectos de dos contribuciones básicas al arrastre dinámico del fluido: el arrastre de forma y la fricción de superficie. (Clancy, 1975)

Tabla 4: Coeficiente de arrastre aerodinámico

Shape		Drag Coefficient
Sphere	→ 	0.47
Half-sphere	→ 	0.42
Cone	→ 	0.50
Cube	→ 	1.05
Angled Cube	→ 	0.80
Long Cylinder	→ 	0.82
Short Cylinder	→ 	1.15
Streamlined Body	→ 	0.04
Streamlined Half-body	→ 	0.09

Measured Drag Coefficients

Fuente: (Clancy, 1975)

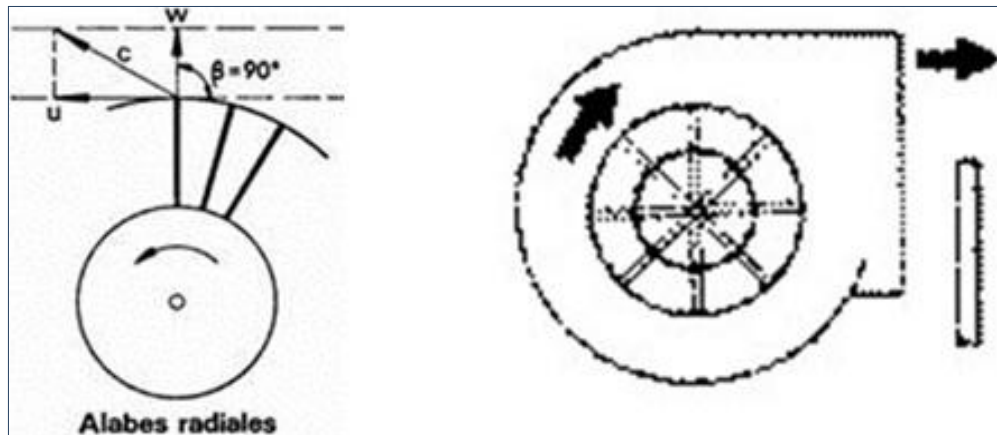
1.7.2 Ventilador centrífugo radial

Los ventiladores centrífugos radiales tienen el rodete con los álabes dispuestas en forma radial. La carcasa está diseñada de forma que a la entrada y a la salida se alcancen velocidades de transporte de materiales. Existen una gran variedad de diseños de rodetes que van desde los de "alta eficacia con poco material" hasta los de "alta resistencia a impacto". La disposición radial de los álabes evita la acumulación de materiales sobre las mismas. Este tipo de ventilador es el comúnmente utilizado en las instalaciones de extracción localizada en las que el aire contaminado con partículas debe circular a través del ventilador.

Un ventilador radial es un dispositivo que se compone de un impulsor alimentado por un motor eléctrico. El giro del impulsor hace que el aire se ponga en movimiento, el

aire se aspira por el lado de entrada del ventilador y se expulsa por el lado de salida del ventilador. En un ventilador radial, la toma de entrada está ubicada de forma perpendicular (90°) a la salida. (Chiblosa, 2006)

Gráfico 6: Ventilador centrífugo radial con palas rectas



Fuente: (Chiblosa, 2006)

Estos ventiladores son aptos para trabajar en aplicaciones industriales con movimiento de materiales abrasivos, pero con un mayor rendimiento. Y se utilizan para media presión y sus palas rectas son con el fin de que no se queden pegados los polvos a las mismas.

1.8 Separador ciclónico

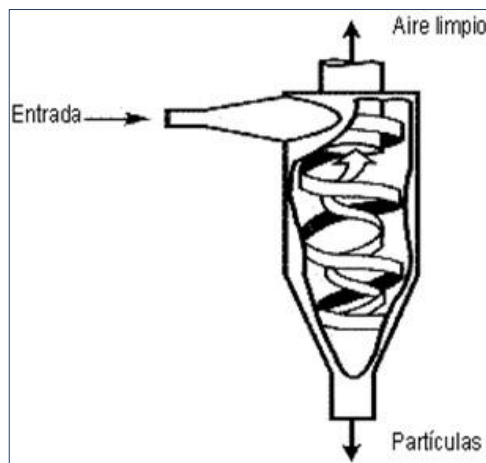
Los ciclones son equipos mecánicos estacionarios, ampliamente utilizados en la industria, que permiten la separación de partículas de un sólido o de un líquido que se encuentran suspendidos en un gas portador, mediante la fuerza centrífuga. Los ciclones son equipos muy sencillos, que al no poseer partes móviles son de fácil mantenimiento. Tienen la desventaja de ser poco versátiles, ya que no se adaptan a cambios de las condiciones de operación, por lo cual son poco flexibles a las variaciones de concentración de polvos, caudal de gas y distribución de tamaños de partículas.

El principio de funcionamiento de un ciclón se basa en la separación de las partículas mediante la fuerza centrífuga (en cientos de g), lo que lo hace más efectivo que las cámaras de sedimentación; además ocupan un espacio mucho menor que éstas.

El gas ingresa por el conducto de entrada del ciclón, ubicado en forma tangencial al barril o cuerpo del ciclón, a una velocidad V_i (velocidad de entrada). Una vez dentro del barril comienza el movimiento en espiral descendente. El cambio de dirección genera un campo centrífugo equivalente a cientos de veces el campo gravitacional terrestre (cientos de g). Las partículas transportadas por el gas debido a su inercia, se mueven, por acción de las líneas de fuerza del campo centrífugo, alejándose del centro de rotación o “eje del ciclón” alcanzando las paredes internas del barril donde pierden cierta cantidad de energía deslizándose por la pared hacia el cono y desde allí a la pierna del ciclón.

El gas en su movimiento descendente va despojándose de las partículas sólidas y al llegar a la base del cono invierte el flujo, siguiendo una espiral ascendente ya libre prácticamente de partículas (“gas limpio”). El movimiento del gas en el interior del ciclón consiste en una trayectoria de doble hélice. Inicialmente realiza una espiral hacia abajo, acercándose gradualmente a la parte central del separador, y a continuación se eleva y lo abandona a través de una salida central situada en la parte superior. Esta doble espiral es la que se denomina flujo ciclónico. Las partículas más grandes y más densas son forzadas hacia las paredes del ciclón, dejando atrás las partículas más pequeñas y menos densas. (Unlp, 2006)

Gráfico 7: Separador ciclónico



Fuente: (Diquima, 2002)

1.9 Compresor alternativo (pistón)

Un compresor es una máquina de fluido que está construida para aumentar la presión y desplazar cierto tipo de fluidos llamados compresibles, tal como gases y vapores. Esto se realiza a través de un intercambio de energía entre la máquina y el fluido en el cual el trabajo ejercido por el compresor es transferido a la sustancia que pasa por él convirtiéndose en energía de flujo, aumentando su presión y energía cinética impulsándola a fluir.

Al igual que las bombas, los compresores también desplazan fluidos, pero a diferencia de las primeras que son máquinas hidráulicas, éstos son máquinas térmicas, ya que su fluido de trabajo es compresible, sufre un cambio apreciable de densidad y, generalmente, también de temperatura; a diferencia de los ventiladores y los sopladores, los cuales impulsan fluidos compresibles, pero no aumentan su presión, densidad o temperatura de manera considerable. (Starline, 2012)

Gráfico 8: Compresor de pistón



Fuente: (Morales, 2009)

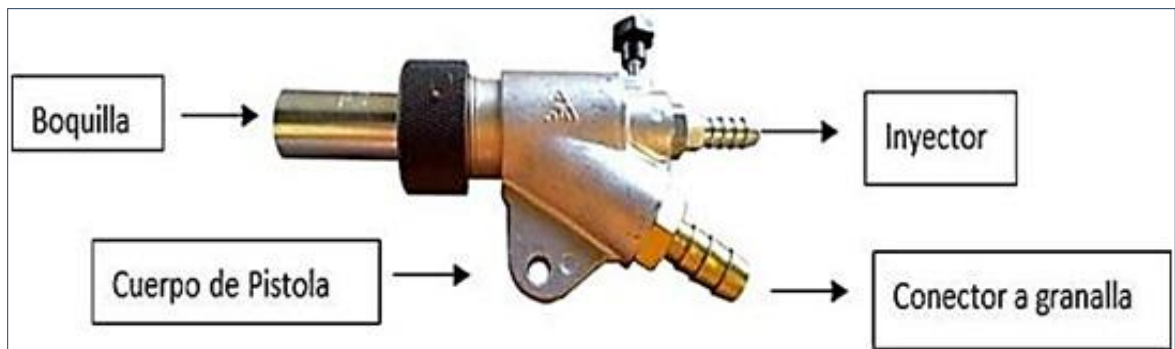
Los compresores alternativos utilizan pistones (sistema bloque-cilindro-émbolo como los motores de combustión interna), abren y cierran válvulas que con el movimiento del pistón aspira/comprime el gas. Es el compresor más utilizado en potencias pequeñas. Pueden ser del tipo herméticos, semiherméticos o abiertos. Los de uso doméstico son herméticos, y no pueden ser intervenidos para repararlos. Los

de mayor capacidad son semiherméticos o abiertos, por lo tanto se pueden desarmar y reparar.

1.10 Pistola de granallado por succión 100-S

La pistola de granallado es uno de los dispositivos más importantes dentro de los elementos de la cabina porque dependiendo de su selección se escogerá el compresor, manguera y la boquilla más adecuada para la limpieza efectiva de la superficie del elemento sometido al proceso de granallado. (Maquinariayabrasivos, 2012)

Gráfico 9: Pistola de granallado por succión 1000-S



Fuente: (Maquinariayabrasivos, 2012)

1.10.1 Características

Partes de la pistola: cuerpo de pistola, inyector templado, y boquilla de carburo de boro.

- Cuerpo pistola de fundición de aluminio
- Acepta inyectores de aire de diámetros 4, 4,25, 4,5, 4,75 y 5 mm.
- Acepta boquillas de 8, 10 y 12 mm de diámetro

Tabla 5: Tabla de boquillas

Boquillas a succión				
Diámetro	Modelo pistola	Longitud	Material	Referencia
8 mm	1000S	100 mm	Carburo de boro	4131/8
8 mm	NIP-S	63 mm	Carburo de boro	3162/8E
9 mm	1000S	10 mm	Cerámica	1008

Fuente: (Maquinariayabrasivos, 2012)

1.11 Mangueras

Serán las encargadas del transporte de la granalla y del aire hacia la pistola, en primer lugar se describirá las características de la manguera de Sandblasting y luego las de la manguera neumática para transporte del aire, existentes en el mercado.

1.11.1 Características manguera para granalla

- Presión de Trabajo 20 BAR - 300 PSI
- Tubo interior: SBR/NR negro
- Refuerzo: Hilos sintéticos elásticos
- Cubierta: EPDM/SBR negro resistente a la abrasión y al ozono
- Aplicación: Descarga de aire y agua
- Temperatura: -30°C a +80°C.

Gráfico 10: Manguera de granalla



Fuente: (centraldemangueras, 2012)

1.11.2 Características manguera neumática

Fabricada en tres materiales diferentes (Nylon, Polietileno y Poliuretano), con refuerzo de fibra sintética para aumentar su resistencia, con características principales tales como:

- Resistencia a la corrosión, aceite, gasolina, combustible diesel y humedad.
- Provee un 75% menos de peso comparada con la tubería.
- Disponible en diámetros exteriores de: 1/8, 5/32, 3/16, 1/4, 5/16, 3/8, 5/8 y 3/4 y en milímetros de: 4mm, 6mm, 8mm, 10mm, 12mm y 16mm.
- En seis colores estándar (Blanco, Verde, Negro, Roja, Azul y Amarillo).
- Rango de presión hasta 800PSI.
- Rango de temperatura: -40°C a + 93°C.

Gráfico 11: Manguera neumática

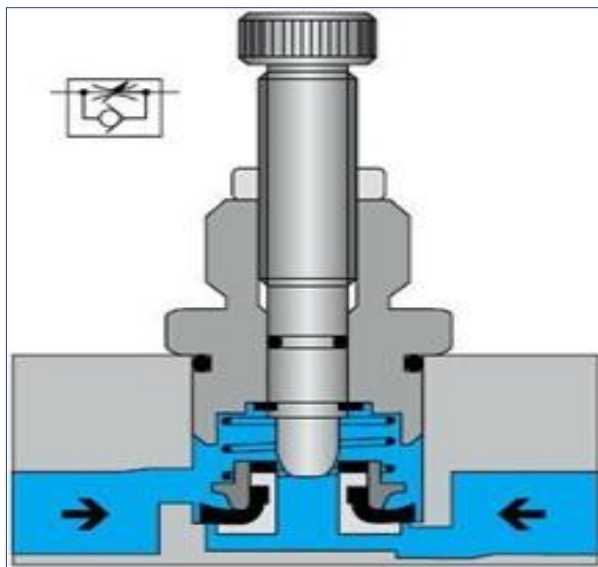


Fuente: (centraldemangueras, 2012)

1.12 Válvula reguladora de caudal

Las válvulas reguladoras de caudal permiten controlar la cantidad de aire que ingresa al sistema. Cada reguladora de caudal sólo regula el caudal en un solo sentido.

Gráfico 12: Válvula reguladora de caudal

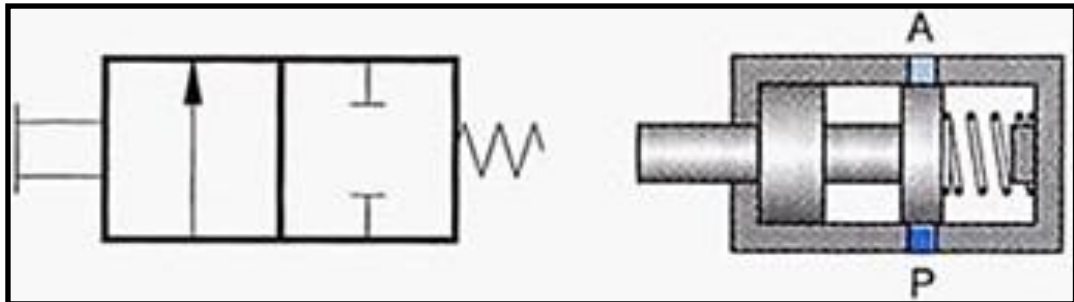


Fuente: (industrial-automatiza, 2010)

1.13 Válvula dos vías dos posiciones

Las válvulas 2/2 son las más adecuadas para controlar la entrada o salida de caudales en un solo sentido, su función principal es la de llave de paso general, abre o cierra el aire a los circuitos.

Gráfico 13: Válvula dos vías dos posiciones



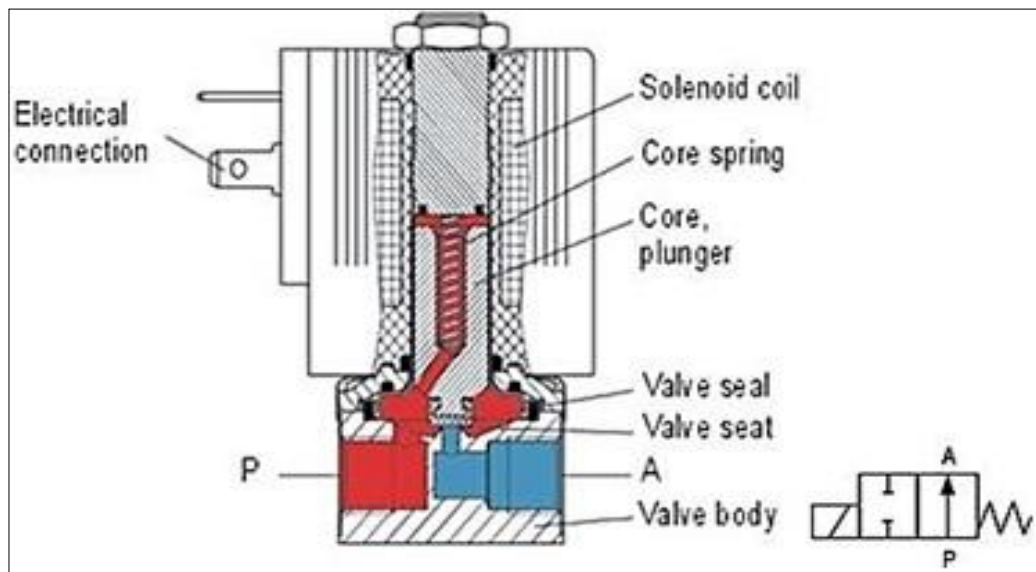
Fuente: (industrial-automática, 2010)

1.14 Electroválvula

Esta válvula responde a pulsos eléctricos respecto de su apertura y cierre. Eventualmente controlable por programa, su aplicación más recurrente en la actualidad, tiene relación con sistemas de regulación hidráulica y neumática.

El mecanismo que acopla y desacopla el motor de arranque de los motores de combustión interna en el momento de su puesta en marcha es un solenoide.

Gráfico 14: Electroválvula



Fuente: (Burkert, 2014)

CAPÍTULO II

ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

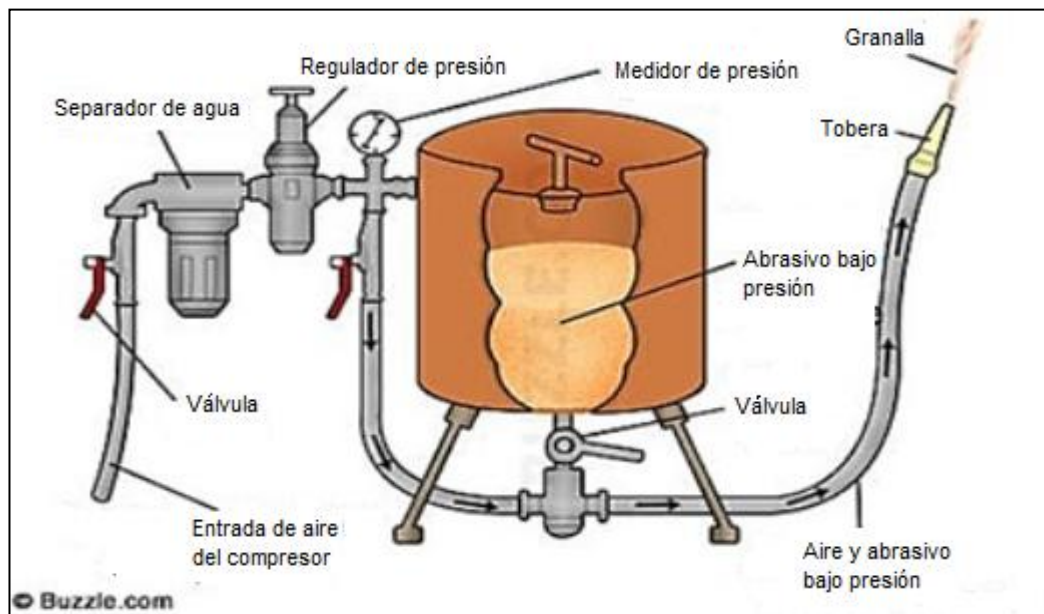
2.1 Planteamiento de alternativas

El presente proyecto mecánico se dirige al diseño y simulación, por tanto se deberá escoger la mejor opción aplicable mediante el método técnico de selección planteando como alternativas las siguientes:

2.1.1 Alternativa 1: Equipo de SandBlasting por presión

Este proceso consiste en presurizar un recipiente fabricado especialmente para soportar presión adecuada al trabajo. La forma del cuerpo es circular, la sección superior está conformada con una tapa semiesférica en cuyo centro se abre un orificio de aproximadamente 8 cm. de diámetro a través del cual se introduce el abrasivo. La sección inferior es de forma cónica que termina en una salida de 2.5 a 3 cm. de diámetro con un acople al que se conecta una válvula mezcladora de abrasivos de la misma que se conecta la manguera por la que se expulsa el abrasivo hacia la pieza a limpiar, por el tamaño de salida de la boquilla, su forma y el hecho de poder lanzar el abrasivo a mayor velocidad y con más fuerza, la ventaja de este método, es que hace posible manejar un mayor volumen de abrasivo y con una fuerza de impacto más grande, logrando más velocidad en el proceso y mayor eficiencia en la limpieza superficial. Con estos equipos se pueden procesar grandes áreas. Por ejemplo cascos de barco, tanques de almacenamiento de refinerías, pista de aterrizaje, estacionamientos, etc. (Lozada & Preciado, 2008, p. 15)

Gráfico 15: Sistema de SandBlasting por presión



Fuente: (Solanki, 2013)

2.1.2 Alternativa 2: Equipo de SandBlasting por succión

Las cabinas de granallado por proyección neumática, son equipos que permiten ejecutar tratamientos de limpieza y remoción o de terminación superficial sin contaminar el ambiente de trabajo con el polvo producto de la operación o el abrasivo de trabajo. Este se utiliza en un circuito cerrado dentro de una cámara hermética, haciendo muy económica la operación por la sencillez de la misma y por el rendimiento del abrasivo, obteniéndose consumos mínimos de estos, lo cual es sumamente importante en el caso de abrasivos costosos como óxido de aluminio o carburo de silicio.

La reutilización del abrasivo se realiza seleccionándolo por peso y separando el polvo automáticamente en el sistema de recuperación. El aire circulante en él vuelve al ambiente de trabajo totalmente filtrado.

Estas cabinas son utilizadas para el granallado de piezas pequeñas y medianas. Normalmente los modelos de fabricación estándar son útiles para dimensiones de hasta los 1500 mm, pero dependiendo de la conformación de la pieza a tratar, puede tratarse elementos de mucho mayor tamaño en cabinas especiales.

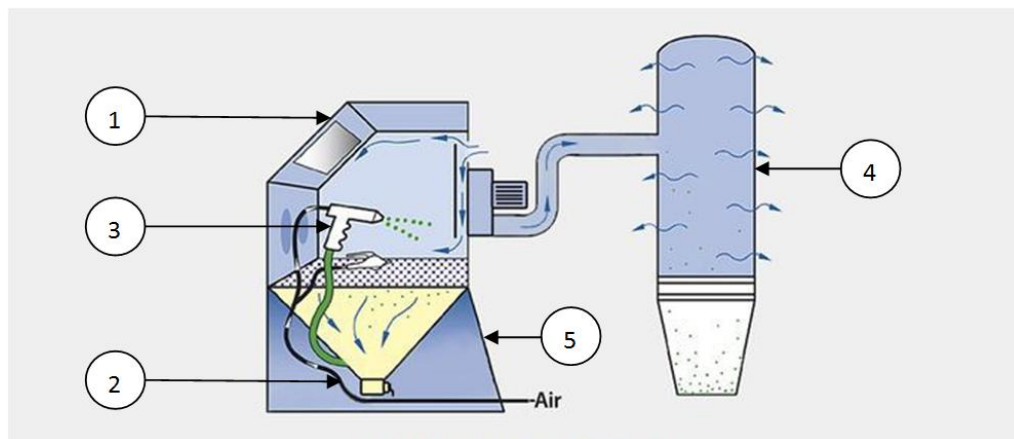
Las limitaciones en cuanto a tamaño máximo de la pieza está dada por el alcance del operario a través de la guanteras. Cuando el tamaño de la unidad supera este alcance y no existe la opción de hacerla girar, alrededor de alguno de sus ejes de simetría o algún otro tipo de movimiento, en función de traerla más cerca de la zona de trabajo las partes más distanciadas de la pieza, se debe recurrir a los cuartos de granallado en los cuales el operario trabaja dentro del mismo.

En las cabinas se debe elegir, como una de las condiciones de operación el abrasivo a utilizar, este puede variar entre granalla de acero, arena, cuarzo, micro esferas de vidrio, óxido de aluminio, carburo de silicio, etc.

Los elementos básicos que componen una cabina son:

1. Cámara hermética.
2. Control neumático. Filtro regulador y manómetro indicador de aire comprimido y separador de humedad.
3. Sistema de proyección de abrasivo (ya sea por succión o por presión).
4. Sistema de recuperación de abrasivo con filtrado y separación de polvo.
5. Automatismos

Gráfico 16: Equipo de SandBlasting por succión



Fuente: (ecoind, 2010)

Este se utiliza en un circuito cerrado dentro de una cámara hermética, haciendo muy económica la operación por la sencillez de la misma y por el rendimiento del abrasivo, obteniéndose consumos mínimos de estos, lo cual es sumamente importante en el caso de abrasivos costosos como oxido de aluminio o carburo de silicio. (Blasting, 2008)

2.2 Análisis de factibilidad

En este punto se analizarán las ventajas y desventajas entre los posibles sistemas a utilizar en el proyecto para empezar a definir la mejor alternativa.

2.3 Ventajas y Desventajas de las alternativas tomadas

Las tablas 1 y 2 resumen las ventajas y desventajas observadas de las alternativas planteadas.

Tabla 6: Ventajas y desventajas de las alternativas para diseño

Variables	Alternativa 1		Alternativa 2	
	Equipo de presión		Equipo de succión	
	Ventajas	Desventajas	Ventajas	Desventajas
Facilidad de diseño.	✓		✓	
Operación del sistema.	✓		✓	
Versatilidad en uso con referencia al proyecto.		✓	✓	
Aplicación al proyecto		✓	✓	
Facilidad de información.		✓		✓
Facilidad de simulación.	✓		✓	
Costos		✓	✓	

Elaborado por: Espinosa Terán

Los elementos tomados en cuenta para la elaboración de los cuadros anteriores fueron: operación del programa, versatilidad en uso con referencia al proyecto, Facilidad de información, Facilidad de simulación, costos.

2.4 Parámetros para la calificación

2.4.1 Factor de ponderación

Es el factor que marca el grado de importancia, con relación al proyecto, de cada una de las opciones de selección; se calificará entre 0 y 1, siendo 0 la de menor importancia y 1 la de mayor importancia.

2.4.2 Factor multiplicativo

Es la calificación para cada opción de selección y tiene un valor en el rango de 1 a 10 siendo 1 la de menor grado de aplicación al proyecto y 10 la de mayor.

2.5 Calificación de variables para la selección de alternativas

Tomando como referencia los puntos anteriores a continuación se va a calificar cada una de las variables para incluirlas en una matriz de decisión y escoger la mejor opción.

2.5.1 Facilidad de diseño

Es el grado de dificultad con que se presentan el diseño del proyecto.

Tabla 7: Calificación de la facilidad de Diseño

Alternativa	Facilidad de construcción
1 (Equipo de presión)	6
2 (Equipo de succión)	8
Factor de ponderación	0.9

Elaborado por: Espinosa Terán

2.5.2 Operación del sistema

Es la facilidad que el sistema presenta en su manejo al usuario, permitiendo una rápida puesta en marcha del proyecto.

Tabla 8: Calificación de la operación del sistema

Alternativa	Operación del sistema
1 (Equipo de presión)	8
2 (Equipo de succión)	9
Factor de ponderación	0.7

Elaborado por: Espinosa Terán

2.5.3 Versatilidad en uso con referencia al proyecto

Es la capacidad rápida de adaptación del proyecto con relación al tema a realizarse a través de los medios disponibles.

Tabla 9: Calificación de Versatilidad en uso con referencia al proyecto

Alternativa	Versatilidad en uso con referencia al proyecto
1 (Equipo de presión)	6
2 (Equipo de succión)	10
Factor de ponderación	0.8

Elaborado por: Espinosa Terán

2.5.4 Aplicación al proyecto

Este punto se refiere a la funcionalidad de la maquina sujetándose al alcance del proyecto para no sobredimensionarla sino utilizar la mejor opción para el proyecto.

Tabla 10: Calificación aplicación al proyecto

Opción	Aplicación al proyecto
1 (Equipo de presión)	6
2 (Equipo de succión)	10
Factor de ponderación	1

Elaborado por: Espinosa Terán

2.5.5 Facilidad de información

Es la frecuencia y facilidad que nos brindan los diferentes medios de información para conseguir los datos relacionados al proyecto.

Tabla 11: Facilidad de información

Opción	Facilidad de información
1 (Equipo de presión)	5
2 (Equipo de succión)	5
Factor de ponderación	0.8

Elaborado por: Espinosa Terán

2.5.6 Facilidad de simulación

Se refiere a la practicidad y sencillez que nos brindan las herramientas para la simulación del sistema del proyecto a realizar.

Tabla 12: Facilidad de simulación

Opción	Facilidad de simulación
1 (Equipo de presión)	8
2 (Equipo de succión)	9
Factor de ponderación	0.9
Elaborado por: Espinosa Terán	

2.5.7 Costos

Hace referencia a la inversión aplicada en el proyecto en general, es decir materiales, insumos, tiempo de trabajo, consumo y reutilización de granalla, etc.

Tabla 13: Costos

Opción	Costos
1 (Equipo de presión)	6
2 (Equipo de succión)	9
Factor de ponderación	0.8
Elaborado por: Espinosa Terán	

2.5.8 Matriz de decisión

La presente matriz es la herramienta que ayuda en la decisión, multiplicando al coeficiente cuantitativo por el factor de ponderación para de esta manera obtener las calificaciones parciales que al ser sumadas permiten verificar el mejor resultado para la elección de la alternativa más viable.

Tabla 14: Matriz de decisión

Variables	Factor Ponderación	Alternativas			
		1		2	
		Coefficiente cuantificativo	Cc*fp	Coefficiente cuantificativo	Cc*fp
Facilidad de diseño	0.9	6	5.4	8	7.2
Operación del sistema	0.7	8	5.6	9	6.3
Versatilidad en uso con referencia al proyecto	0.8	6	4.8	10	8
Aplicación al proyecto	1	6	6	10	10
Facilidad de información	0.8	5	4	5	4
Facilidad de simulación	0.9	8	7.2	9	8.1
Costos	0.8	6	4,8	9	7.2
Total			37, 8		50, 8

Elaborado por: Espinosa Terán

2.6 Selección de la mejor alternativa

En base a la matriz de decisión se establece, que para el presente estudio y sus determinaciones, el mayor puntaje corresponde al de una cabina de SandBlasting por succión, lo que significa que este es el tipo que más se apega a las necesidades del proyecto y por ende se constituye en la mejor opción de modo que se toma como decisión su diseño y simulación.

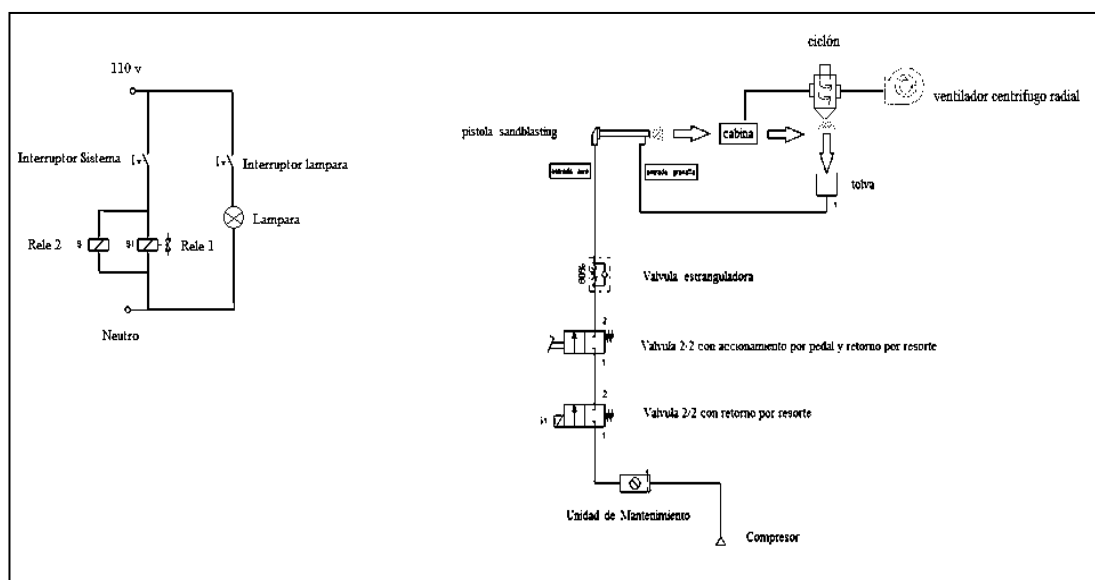
CAPÍTULO III

DISEÑO

3.1. Diagrama unifilar del sistema de recirculación de granalla

El objetivo del sistema, como su nombre lo indica, es la recirculación de granalla lo cual se logra a través de un sistema electro mecánico y neumático que es el encargado de transportarla.

Gráfico 17: Diagrama unifilar del sistema de recirculación de granalla



Elaborado por: Espinosa Terán

En el diagrama anteriormente descrito se puede observar que, por seguridad, se desarrolla un control eléctrico comandado por un interruptor con enclave, dicho control eléctrico energiza a un relé y este a una electroválvula 2/2, esta última controlada por el solenoide S1 abriéndola y permitiendo el acceso del aire comprimido del compresor hacia el sistema para luego, mediante un control con una válvula 2/2 operada por pedal, brindar alimentación de aire comprimido a la pistola, la misma que en su interior crea una presión negativa que es la que absorbe la

granalla que sale disparada por la boquilla hacia la cabina y finalmente retorna a la tolva inferior que está conectada directamente a la entrada de granalla en la pistola.

3.2 Cálculos

3.2.1 Consumo del aire en el proceso de SandBlasting por succión

El aire comprimido es un elemento muy importante en el funcionamiento de los equipos de arenar. De hecho, es el verdadero motor de las granalladoras, ya que gracias a él se consigue la proyección del abrasivo. Dependiendo del tipo de pistola y del diámetro del inyector se determina el caudal necesario. Otro factor que también influye es la presión de trabajo, ya que cuanto más alta sea dicha presión más caudal será necesario.

El caudal se mide en litros por minuto (l/min.), y para calcular el compresor necesario para el equipo de chorreado se suele hacer la equivalencia de que 100 lts/min equivalen a 1 caballo de vapor (Cv). De esta manera, por ejemplo, para un equipo de arenar que demande un caudal 1000 l/min será necesario disponer de un compresor de 10 Cv. (abrasivosymaquinaria, 2005)

Es importante que la calidad del aire sea buena, ya que éste debe llegar a la estación de chorreado sin contenido en agua ni aceite procedente del compresor, en caso contrario se podría apelmazar y ensuciar el abrasivo en grano con lo que evitaría el correcto funcionamiento del sistema de la cabina. (abrasivosymaquinaria, 2005)

En la tabla 15, se muestra el caudal de aire que se consume al utilizar una pistola en un equipo de chorreado a succión, téngase en cuenta que es el inyector y no la boquilla quién marca el consumo de aire.

Tabla 15: Consumo de aire en equipos de chorreado

inyector (mm)	Presión (bar)							
	1	2	3	4	5	6	7	8
2	75	110	145	180	220	255	290	325
2,5	115	170	225	285	340	400	455	510
3	165	245	325	410	490	575	655	735
4	290	435	580	725	875	1020	1165	1310
4,5	365	550	735	920	1100	1285	1470	1655
5	455	680	910	1135	1365	1590	1820	2045

(Caudal 1/min)

Fuente: (abrasivosymaquinaria, 2005)

Para efectos de cálculo en redes industriales se toma en cuenta una presión de 6 bares por tanto el consumo de aire será igual a $1590 \frac{lbs}{min}$.

3.2.2 Selección de granalla

Es siempre importante para cualquier proceso de diseño realizar los cálculos que son los que determinaran la selección de materiales y dispositivos necesarios para el proyecto.

Tomando en cuenta el material de la válvula de compuerta, para la cuál será desarrollada la cabina (ver tabla 16), podemos identificar sus características que ayudaran a decidir el tipo de granalla a utilizar para la limpieza superficial, para este caso de corrosión por el contacto con el agua de mar.

Tabla 16: Selección de la granalla por su aplicación

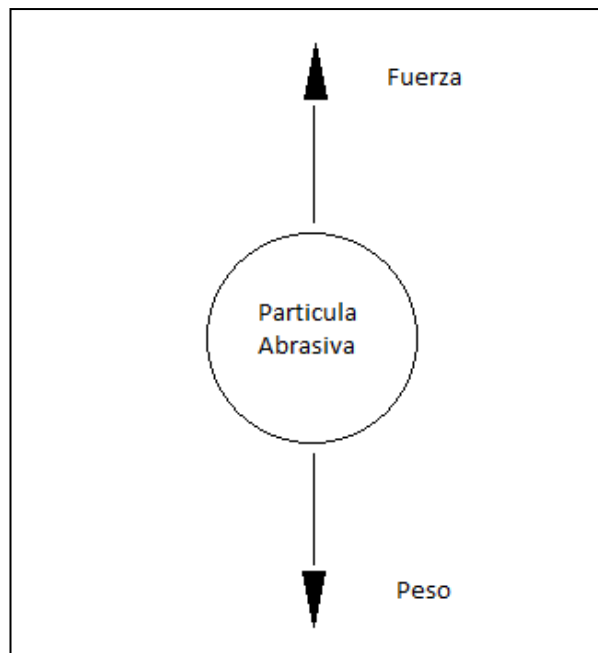
ESFÉRICAS		ANGULARES		APLICACIONES GENERALES
Tamaño (SAE)	Rugosidad	Tamaño (SAE)	Rugosidad	
S-660	Rugosidad muy alta a alta	G-12	Rugosidad muy alta	<ol style="list-style-type: none"> 1. Remoción de escama espesa o tenaz; 2. Limpieza de fundidos de acero o hierro, de grandes dimensiones
S-550	Rugosidad alta a mediana	G-14	Rugosidad alta	<ol style="list-style-type: none"> 1. Limpieza de fundición medianos de acero; 2. Remoción de camadas espesas de tinta u oxido(*); 3. Limpieza de fundidos espesos de hierro gris, nodular, etc. 4. Granallado de cilindro laminador(*); 5. Remoción de escamas de zoquetes, de chapas gruesas y placas
S-460		G-16		
S-390		G-18		
S-330	Rugosidad mediana a baja	G-25	Rugosidad baja	<ol style="list-style-type: none"> 1. Limpieza de fundidos livianos de acero; 2. Limpieza de fundidos medianos de hierro gris, maleable y modular y de no ferrosos; 3. Remoción de escama de piezas tratadas térmicamente, forjados medianos, chapas gruesas, finas y estructurales 4. Preparación de tanques de agua caliente antes de la esmaltación(*); 5. Remoción de tintas y oxido(*); 6. Granallado cilindro laminador(*);
S-280				
S-230				
S-170	Rugosidad baja a muy baja	G-40	Rugosidad baja	<ol style="list-style-type: none"> 1. Limpieza de fundidos livianos de acero 2. Remoción de escama de barras, bobinas, forjadas livianas, piezas
S-110		G-50		

				tratadas térmicamente, tubos, chapas finas, tiras e inoxidable.
		G-80		3. Remoción de tinta y oxido liviano(*); 4. Limpieza de piezas maquinadas; 5. Granallado de cilindro laminador (*);
*****	*****	G-120	Rugosidad Muy baja	1. Limpieza de piezas fundidas ferrosas o no ferrosas muy pequeñas 2. Remoción de camadas finas de tinta, oxido y escama(*); 3. Limpieza de piezas fundidas en coquilla o pequeñas piezas maquinadas; 4. Limpieza y preparación de moldes para vidrio y para fundición en coquilla(*); 5. Granallado de cilindro laminador(*);
(*) solamente para granalla angular				
Fuente: (Watanabe, 1990, pág. 18)				

3.2.3 Cálculo de la velocidad del abrasivo

Se asume que el abrasivo está en reposo por tanto el diagrama de cuerpo libre se presenta de la siguiente manera:

Gráfico 18: Diagrama de fuerzas de la partícula de abrasivo



Elaborado por: Espinosa Terán

$$\Sigma f_y = 0$$

$$F = W$$

Donde:

F = Fuerza

W = Peso de la partícula de granalla

Se aplica la ecuación 3.1 para cálculo de velocidad vertical (ver anexo 9):

$$v_y = \sqrt{\frac{2 \times g \times W}{A_g \times Pa \times C}}$$

Ecuación 3.1

Donde:

v_y = Velocidad

g = Gravedad = $9,8 \frac{m}{s^2}$

A_g = Sección transversal (Área de la partícula de granalla)

P_a = Peso específico del Aire

C = Coeficiente de la resistencia de la partícula de aire (adimensional)

Se determina cada elemento de la ecuación para luego reemplazarlos en la ecuación 3.1 o llamada ecuación de Darcy.

Para efectos de cálculo una partícula de hierro G50 por ser la más comúnmente utilizada para este tipo de piezas (ver tabla 16), sus características son densidad de 4000 kg/m^3 (ver tabla 1.2) y diámetro nominal es 0,3 mm (Ver tabla 3).

Se asume como radio de cálculo la dimensión del inyector de la pistola a utilizar

($r = 2,5 \text{ mm}$) por tanto:

$$\partial = \frac{m}{V} \quad \text{Ecuación 3.2}$$

Donde:

∂ = Densidad de la partícula

m = Masa de la partícula

V = Volúmen

Y el volúmen de una esfera se representa por:

$$V = \frac{4}{3}\pi r^3 \quad \text{Ecuación 3.3}$$

Donde:

r = Radio del inyector de aire

$\pi = 3,1416$ (constante)

Se reemplaza datos en la ecuación 3.3 y se obtiene el volúmen:

$$V = 6,54 \times 10^{-4}$$

Se reemplaza la ecuación 3.3 en la ecuación 3.2, y se despeja la masa (m):

$$m = 2,61 \times 10^{-4} \text{ kg}$$

Multiplicando este resultado por la gravedad ($g = 9,8 \frac{m}{s^2}$) obtenemos el peso (W).

$$W = 2,56 \times 10^{-3} \text{ N}$$

3.2.4 Cálculo de área del grano abrasivo

$$A_g = 4\pi r^2 \quad \text{Ecuación 3.4}$$

Donde:

A_g = Área de la esfera del grano abrasivo

r = Radio de la partícula de granalla

$\pi = 3,1416$ (constante)

Se reemplaza los datos en la ecuación 3.4 y se obtiene que:

$$A_g = 7,85 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

El coeficiente de arrastre para la granalla angular es $C=0,47$ (ver tabla 5) y el peso específico del aire es $12,9 \text{ N/m}^3$ (ver anexo 5), entonces reemplazando dichos valores en la ecuación 3.1 se obtiene:

$$v_y = \sqrt{\frac{2 \times 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 2,56 \times 10^{-3} \text{ N}}{7,85 \times 10^{-5} \times 12,9 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} \times 0,47}}$$

$$v_y = 10,26 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

3.2.5 Cálculo del área en el inyector de granalla

Para este caso consideramos que el inyector de granalla y el inyector de aire tienen las mismas dimensiones ($r = 2,5 \text{ mm}$).

$$A_{ig} = \pi r^2 \quad \text{Ecuación 3.5}$$

Donde:

A_{ig} = Área del inyector de granalla

r = Radio del inyector de granalla

$\pi = 3,1416$ (constante)

Se reemplaza datos en la ecuación 3.5 y se obtiene;

$$A_{ig} = 1,96 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

3.2.6 Cálculo del caudal en el inyector de granalla

$$Q_{ig} = v_y \times A_{ig} \quad \text{Ecuación 3.6}$$

Donde:

Q_{ig} = Caudal de granalla

v_y = Velocidad de absorción

A_{ig} = Área del inyector de granalla

Reemplazando datos se obtiene;

$$Q_{ig}=10,26 \frac{m}{s} * 1,96 \times 10^{-5} m^2$$

$$Q_{ig}=2,01 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

3.2.7 Calculo del área de la boquilla

Para efectos de cálculo se asumirá una boquilla de 8 mm (r = 4 mm).

$$A_b = \pi r^2 \quad \text{Ecuación 3.7}$$

Donde:

A_b = Área en la boquilla

r = Radio de la boquilla

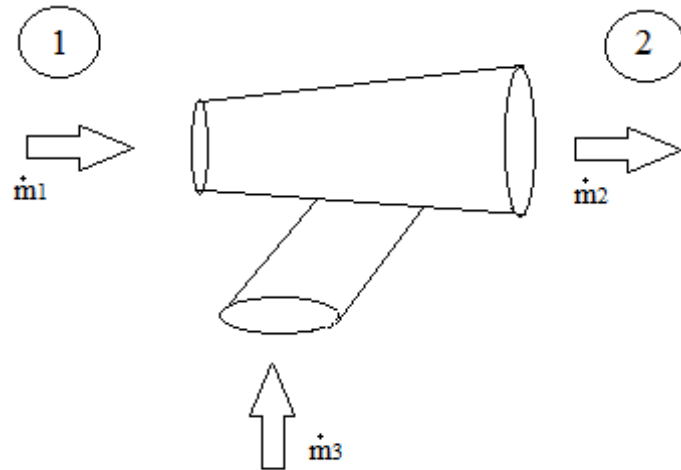
π = 3,1416 (constante)

Se reemplaza datos y se obtiene;

$$A_b = 5,026 \times 10^{-5} m^2$$

3.2.8 Cálculo de la velocidad de la partícula de granalla

Gráfico 19: Diagrama de flujos másicos



De la ecuación 1.2 se tiene que:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m} = \rho v A$$

Entonces:

$$\rho_1 \cdot v_1 \cdot A_1 + \rho_3 \cdot v_3 \cdot A_3 = \rho_2 \cdot v_2 \cdot A_2$$

Donde:

$$\rho_1 = \text{Densidad de aire comprimido} = 1,29 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho_2 = \text{Densidad de aire y granalla de acero} = 4001,29 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho_3 = \text{Densidad de granalla de acero} = 4000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

v_1 = Velocidad en el inyector de aire

v_2 = Velocidad en la boquilla

$v_3 = v_y$ = Velocidad en inyector de granalla

A_1 = Área del inyector

$A_2 = A_b = \text{Área de la boquilla}$

$A_3 = A_{ig} = \text{Área en el inyector de granalla}$

Se reemplaza datos:

$$0,034 \frac{m^3}{s} + 0,804 \frac{m^3}{s} = 4001,29 \frac{kg}{m^3} * v_3 * 5,026 \times 10^{-5} m^2$$

Se despeja la velocidad y se obtiene:

$$v_3 = 4,17 \frac{m}{s}$$

3.2.9 Cálculo del flujo másico a la salida de la boquilla

$$\rho_{aire} * Q_i + \rho_{granalla} * Q_{ig} = \dot{m}_3 \quad \text{Ecuación 3.8}$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_b = 0,83 \frac{kg}{s}$$

3.2.10 Cálculo de cantidad de granalla según flujo másico

Se calcula el volumen para una granalla G50 de radio 0,3 mm (ver tabla 3) y se hace la relación con el volumen del flujo másico.

De la ecuación 3.3 tenemos:

$$V_g = \frac{4}{3}\pi r_g^3$$

Donde:

V_g = Volúmen de granalla

r_g = Radio de la granalla

$\pi = 3,1416$ (constante)

Se obtiene;

$$V_g = 1,13 \times 10^{-10} \text{ m}^3$$

Se toma la ecuación 3.2 donde se reemplaza datos y se despeja la masa (m);

$$\vartheta = \frac{m}{V}$$

Donde:

ϑ = Densidad de la partícula

m = Masa de la partícula

V = Volúmen

Se tiene que:

$$m = 4,52 \times 10^{-7} \text{ kg}$$

Se realiza una regla de tres simple y se obtiene la cantidad de granalla para el flujo másico calculado.

$$x = \frac{1 \text{ granalla} \times 0,83 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{4,52 \times 10^{-7} \text{ kg}}$$

$$x = 1834702,82 \frac{\text{granalla}}{\text{s}}$$

3.2.11 Calculo de la potencia del compresor

Se selecciona un caudal de $1590 \frac{\text{lbs}}{\text{min}}$ de la tabla 16, asumiendo una presión de 6 bares (presión sugerida para líneas industriales) y un inyector de 5mm de diámetro (ver anexo 8).

$$Q_i = 1590 \frac{\text{lbs}}{\text{min}} = 0,0265 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$P_a = 6 \text{ bar} = 61182,97 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

Se sabe que:

$$\dot{w} = P_a \times Q_i$$

Ecuación 3.9

Entonces,

$$\dot{w} = 1633,58 \frac{\text{kgf m}}{\text{s}}$$

$$\dot{w} = 21,43 \text{ HP}$$

Donde:

\dot{w} = Potencia del sistema de granallado

P_a = Presión de aire en el sistema

Q_i = Caudal de aire

3.2.12 Cálculo del contenedor de la granalla

El recipiente contenedor es el encargado de recoger toda la granalla de la tolva y con la línea de succión devolverla al sistema, este será cilíndrico por tanto el volumen obedece a la siguiente ecuación:

$$V_{cilindro} = \pi r^2 h \quad \text{Ecuación 3.10}$$

$$V_{cilindro} = 1178 \text{ cm}^3$$

Se asume una altura de 15 cm y que el radio del cilindro será de 5 cm; para efectos de construcción con el objetivo de mantener el sistema siempre provisto del abrasivo.


Se reemplaza el volumen del cilindro en la ecuación 3.2 para obtener la cantidad de granalla contenida en el recipiente, despejando la masa;

$$m = 4,712 \text{ kg}$$

3.3 Selección de mangueras

Para la selección de manguera para granalla se realizara a través de la tabla 17, dependiendo de la presión de trabajo que se vaya a tener y del diámetro del ingreso de la granalla; para este caso utilizaremos la manguera de 5/16 pulgada de diámetro interior.

Tabla 17: Selección de la manguera

Compressed Air E-102B					
					
I.D.		O.D.	WALL THICKNESS	WORKING PRESSURE (MAX)	
inch	mm			bar	psi
1/4	6,0	14,0	4,0	20	300
5/16	8,0	17,0	4,5	20	300
3/8	10,0	20,0	5,0	20	300
1/2	13,0	23,0	5,0	20	300
5/8	16,0	26,0	5,0	20	300
3/4	19,0	30,0	5,5	20	300
1	25,0	37,0	6,0	20	300

Fuente: (centraldemangueras, 2012)

La selección de la manguera de aire depende del área de entrada en el inyector que es de 5 mm y la presión a utilizar que será de 6 bares, por tanto utilizaremos una manguera 5/16 pulgadas para hacer el ajuste con un acople rápido.

3.3.1 Cálculo del factor de seguridad para la manguera

$$n = \frac{\text{carga crítica}}{\text{carga real}} \quad \text{Ecuación 3.11}$$

$$n = \frac{20 \text{ bar}}{6 \text{ bar}}$$

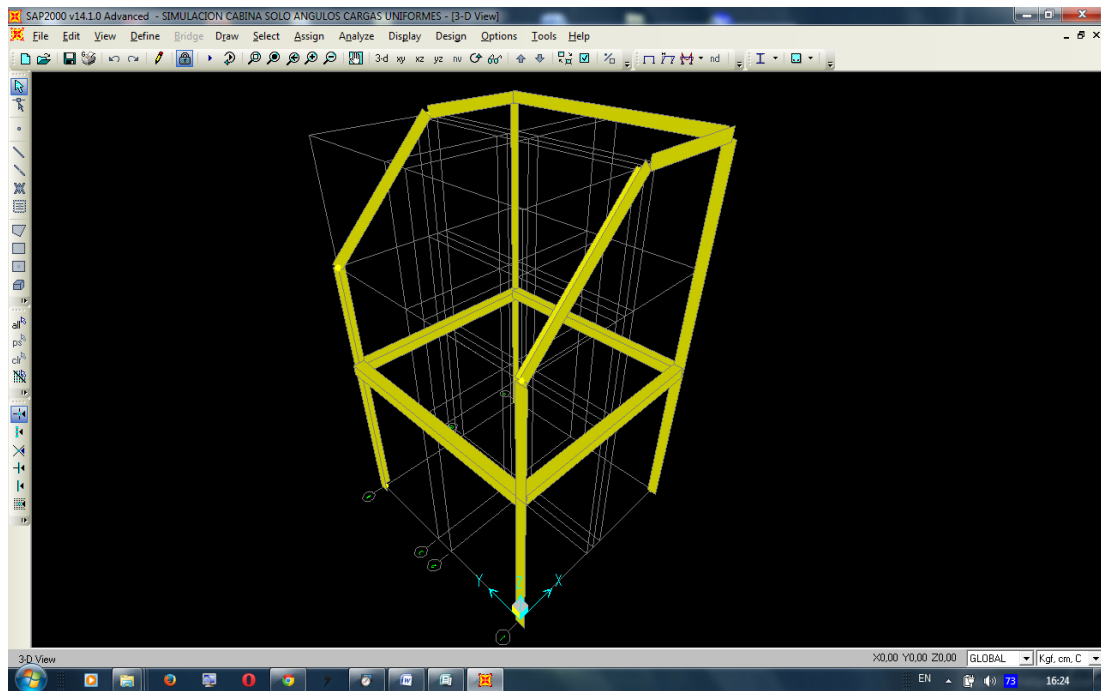
$$n = 3,33$$

3.4 Bosquejo general de la cabina

Como bosquejo general para la cabina se ha optado por las siguientes dimensiones para el área de trabajo, basándose en las medidas de la válvula de compuerta de 4 pulgadas (ver anexo 1) para la que se desarrolla el proyecto y hacer más sencilla su manipulación durante el proceso de limpieza por granalla:

- **Altura:** 1000 mm
- **Ancho:** 1033,14 mm
- **Profundidad:** 1000 mm

Gráfico 20: Bosquejo de la cabina



Elaborado por: Espinosa Terán

Para el cálculo del volumen de la cabina se utiliza la formula siguiente:

$$V_c = A_c \times P_f \quad \text{Ecuación 3.12}$$

Donde:

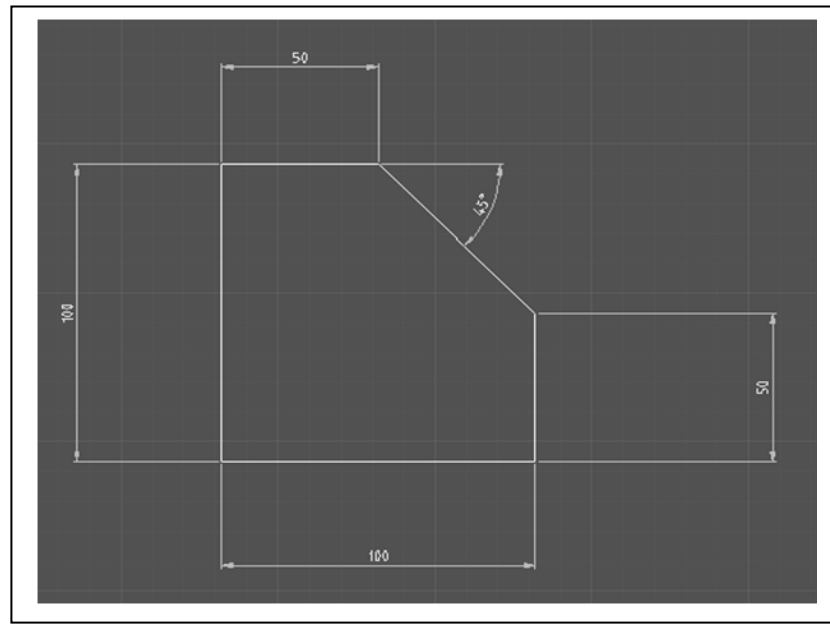
V_c = Volúmen de la cabina

A_c = Área de la cabina

P_f = Profundidad

Se obtiene el área de la cabina y se la multiplica por la profundidad designada de 1033,14 mm calculada para ajuste en la selección del extractor.

Gráfico 21: Cálculo del área útil de la cabina



Elaborado por: Espinosa Terán

$$V_c = \left((b \times h)_{\text{cuadrado}} - \frac{(b \times h)}{2}_{\text{triangulo}} \right) \times P_f \quad \text{Ecuación 3.13}$$

Donde:

V_c = Volumen de la cabina

b = Base

h = Altura

Finalmente se obtiene el volúmen de la cabina;

$$V_c = 903875 \text{ cm}^3 = 0,904 \text{ m}^3$$

3.5 Selección del extractor

Para la selección del extractor es necesario calcular el caudal, mediante el volumen de la cabina multiplicado por los cambios por minuto del aire en el interior que se ha recomendado para el proceso, en el caso de cabinas de Sandblasting es de 15 a 20 cambios/min, se utilizará el ultimo valor para tener mayor extracción (ver anexo 7).

Para obtener los CFM se utiliza el método de los cambios de aire (ver anexo 4)

$$Q_e = V_v \times \frac{\text{cambios}}{\text{min}} \quad \text{Ecuación 3.14}$$

$$Q_e = 0,904 \, m^3 \times 20 \frac{\text{cambios}}{\text{min}}$$

$$Q_e = 18,08 \frac{m^3}{\text{min}} = 638 \frac{pie^3}{\text{min}} = 638 \, CFM$$

3.5.1 Velocidad de transporte en sistemas de colección de polvos

La velocidad de transporte en el Industrial Ventilation se le conoce como “Minimum Design Duct Velocity” y se define como la velocidad mínima para mover las partículas a través de los ductos del sistema de colección de polvos.

Es fundamental en el diseño correcto de un sistema de colección de polvos tomar en cuenta la velocidad de transporte adecuada, ya que una velocidad baja generará que se quede material en los ductos y con el paso del tiempo cada vez será menos eficiente, y por otro lado una velocidad de transporte muy alta puede generar el desgaste de los ductos generando muchos problemas de mantenimiento y adicionalmente perderá eficiencia el sistema.

En esta tabla encontrará algunos ejemplos de velocidad de transporte:

Tabla 18: Tabla de velocidad de transporte en sistemas de colección de polvos

Tipo de contaminante	Velocidad de Transporte (FPM)	Ejemplos típicos
Vapores y humos	1000-2000	Vapores de solventes
Neblinas	2000-2500	Soldadura
Polvos finos	2500-3000	Talcos
Polvos secos	3000-4000	Polvo de algodón
Polvos industriales	3500-4000	Polvo de granito
Polvos pesados	4000-4500	Polvo de SandBlast
Polvos pesado húmedos	4500 y más	Polvo de cemento húmedo

Fuente: (Ventury, 2014)

3.5.2 Cálculo de pérdidas en el ciclón

Las pérdidas se calculan mediante una software desarrollado con los principios para el diseño del ciclón, utilizando los datos previamente calculados como son el caudal la velocidad de entrada que será seleccionada a 4300 FPM o $20,83 \frac{m}{s}$ y la densidad del fluido en este caso aire $1,29 \frac{kg}{m^3}$.

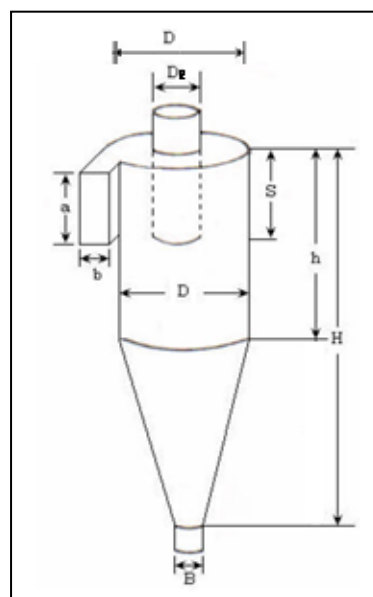
Gráfico 22: Cálculo de pérdidas ciclón

4	CALCULOS							
5								
6	ESPECIFIQUE UNID (U = SIST INGLES, M = METRIC)						M	
7				Input	TRABAJO			
8	Flujo	Q	m^3/h	1084,8	638 cfm			
9	veloc in	vi	m/s	21,84	72 fps			
10	Dens gas	rg	kg/m^3	1,2900	0,0805 pcf			
11	Area				0,15 sf			
12	PD parameter				3,1 cm water			
13								
14	Dimensiones			Tipos de Ciclones				
15				Stairmand	Swift	Lapple	Swift	Peterson/Whitby
16				HE	HE	LE	LE	LE
17	Dia	D	m	0,37	0,39	0,33	0,33	0,34
18	Inlet ht	a	m	0,19	0,17	0,17	0,17	0,20
19	Inlet width	b	m	0,07	0,08	0,08	0,08	0,07
20	Outlet length	S	m	0,19	0,19	0,21	0,20	0,20
21	Outlet dia	De	m	0,19	0,15	0,17	0,17	0,17
22	Cylinder ht	h	m	0,56	0,54	0,66	0,58	0,45
23	Overall ht	H	m	1,49	1,51	1,33	1,25	1,07
24	Dust outlet di	B	m	0,14	0,15	0,08	0,13	0,17
25	# vel hds	Nh		5,14	4,87	4,49	4,69	4,77
26	Caida Pres sin NV	in H2O		16,18	15,35	14,13	14,77	15,01
27	Caida Pres con NV	in H2O		7,58	7,19	6,62	6,93	7,04

Elaborado por: Espinosa Terán

El programa despliega resultados relacionados a las diferentes medidas del separador ciclónico (Ver anexo 3) e identificadas en el grafico 22; además del cálculo de pérdidas generadas por el ciclón que son 7,58 pulgadas de H₂O que servirá para el cálculo del ducto posteriormente.

Gráfico 23: Dimensionamiento del separador ciclónico



Fuente: (Wang, 2004)

3.5.3 Cálculo de pérdidas y dimensionamiento del ducto.

El cálculo se realiza por un programa especializado llamado Design Tools DuctSizer Versión 6.4 creado por la empresa McQuay International basado en las normas ASHRAE 2011.

Con el software del DuctSizer, que funciona como una regla de cálculo para ductos o ductímetro (ver anexo 2), se determina las pérdidas del ducto a 100 pies en pulgadas de agua con lo cual se obtendrá el diámetro sugerido para el ducto.

Gráfico 24: Dimensionamiento del ducto

The screenshot shows the DesignTools DuctSizer software interface. The title bar reads "DesignTools DuctSizer Versio...". The menu bar includes "Exit", "Print", "Clear", "Units", and "About". A dropdown menu shows "68°F Air STP". The fluid properties are listed as follows:

Property	Value
Fluid density	0,075 lb/ft³
Fluid viscosity	0,0432 lb/ft-h
Specific Heat	0,24 Btu/lb°F
Energy factor	1,08 Btu/h°F-cfm

Below the fluid properties, there are checkboxes for "Flow rate", "Head loss", "Velocity", and "Equivalent diameter". The "Flow rate" and "Velocity" checkboxes are checked. The input values are:

Parameter	Value	Unit
Flow rate	638	cfm
Head loss	6,152	in.WC/100 ft
Velocity	4300	fpm
Equivalent diameter	5,2	in

The "Duct size" is input as two empty boxes separated by "in X in". The output values are listed below:

Parameter	Value	Unit
Equivalent Diameter		in
Flow Area	0,1475	ft²
Fluid velocity	4325	ft/min
Reynolds Number	195,245	
Friction factor	0,02319	
Velocity Pressure	1,166	in.WC
Head Loss	6,248	in.WC/100 ft

The McQuay logo is displayed at the bottom, with the text "McQuay Air Conditioning" and the website "www.mcquay.com".

Elaborado por: Espinosa Terán

Del gráfico 24 se obtiene el diámetro del ducto, que es 5,2 pulgadas. Los datos ayudan a encontrar el extractor sugerido para la cabina.

3.5.4 Cálculo de pérdidas totales del sistema

Una vez calculadas las pérdidas parciales del sistema se las suma para obtener las pérdidas totales del sistema.

$$\text{Pérdidas en el ducto} = 6,152 \text{ plg } H_2O \times \frac{3,28 \text{ pies}}{100 \text{ pies}} = 0,201 \text{ plg } H_2O$$

$$\text{Pérdidas en el ciclón} = 7,58 \text{ plg } H_2O$$

$$\text{Pérdidas totales} = \sum \text{perdidas parciales} = 7,78 \text{ plg } H_2O$$

Con el resultado obtenido de las pérdidas se selecciona el extractor más conveniente para la cabina en la tabla 19, de ventiladores radiales.

Tabla 19: Ventiladores radiales Dayton

Wheel Dia. (in.)	CFM @ Static Pressure Shown, 3450 RPM								Blower RPM	Motor HP	dBA @ 5 Feet	Open Dripproof Item No.
	1"	2"	3"	4"	5"	6"	7"	8"				
Welded 16-ga. Steel Housing, Gray Baked-on Epoxy Finish												
7¾	252	210	157	—	—	—	—	—	3450	½	74	7D747
9	#	391	336	270	173	—	—	—	3450	½	77	7D749
	437	391	336	270	173	—	—	—	3450	¾	77	7E252
10⅝	#	#	#	559	491	410	297	—	3450	1	84	7C447
	734	679	621	559	491	410	297	—	3450	1½	84	7AT96
12½	1127	1071	1014	953	888	817	736	638	3475	3	90	7AT98
13½	#	#	1832	1741	1647	1547	1438	1319	3450	5	92	7AU00
	2005	1919	1832	1741	1647	1547	1438	1319	3460	7½	92	7AU02
Welded 16-ga. Stainless Steel Housing												
7¾	252	210	157	—	—	—	—	—	3450	½	74	7DA71 ✓
9	#	391	336	270	173	—	—	—	3450	½	77	7DA79 ✓
	437	391	336	270	173	—	—	—	3450	¾	77	7DA87 ✓
10⅝	734	679	621	559	491	410	297	—	3450	1½	84	—
	#	#	—	559	491	410	297	—	3450	1	84	7DA96 ✓
12½	#	#	—	—	—	—	—	—	3450	1	84	—
	734	679	621	559	491	410	297	—	3450	2	84	7DC00 ✓
13½	1127	1071	1014	953	888	817	736	638	3450	3	90	7DC09 ✓
	#	#	1832	1741	1647	1547	1438	1319	3450	5	92	7DC17 ✓
	2005	1919	1832	1741	1647	1547	1438	1319	3450	7½	92	7DC19 ✓

Fuente: (Grainger, 2015, pág. 89)

De la Tabla 19, se obtiene que el código del ventilador a usar 7AT98.

3.6 Cálculo estructural de la cabina mediante SAP2000 v14

El programa SAP2000 v14 está diseñado para el estudio de ingeniería, por tanto permite analizar cualquier estructura mediante el método de los elementos finitos sea cual sea su forma, además de determinar sus esfuerzos y deformaciones que se pueden presentar en una estructura con cargas múltiples.

El programa nos permite trabajar con diferentes materiales sean hormigón, acero y otros.

Para lograr lo anteriormente descrito es necesario adoptar una metodología de trabajo que facilite conseguir los resultados correctos.

Antes de la simulación se debe seguir los pasos descritos posteriormente.

3.6.1 Dimensionamiento de la grilla

Es la parte más importante para poder realizar la estructura, aquí se asignan las dimensiones de cada uno de los puntos donde van a ir las juntas y los perfiles que se van a utilizar en el dibujo de la estructura con bosquejo previo.

Gráfico 25: Dimensionamiento de la grilla

Define Grid System Data

System Name: GLOBAL Units: Kgf, cm, C

Grid Lines: Quick Start...

X Grid Data

	Grid ID	Ordinate	Line Type	Visibility	Bubble Loc.	Bubble Loc.
1	A	0.	Secondary	Show	End	
2	B	45.	Primary	Show	End	
3	C	50.	Primary	Show	End	
4	D	55.	Primary	Show	End	
5	E	100.	Primary	Show	End	
6						
7						
8						

Y Grid Data

	Grid ID	Ordinate	Line Type	Visibility	Bubble Loc.	Bubble Loc.
1	1	0.	Primary	Show	Start	
2	2	46.65	Primary	Show	Start	
3	3	56.65	Primary	Show	Start	
4	4	103.3	Primary	Show	Start	
5						
6						
7						
8						

Z Grid Data

	Grid ID	Ordinate	Line Type	Visibility	Bubble Loc.	Bubble Loc.
1	Z1	0.	Primary	Show	End	
2	Z3	80.	Primary	Show	End	
3	Z4	130.	Primary	Show	End	
4	Z5	180.	Primary	Show	End	
5						
6						
7						
8						

Display Grids as: ☒ Ordinates ☐ Spacing

☐ Hide All Grid Lines

☐ Glue to Grid Lines

Bubble Size: 6.25

Reset to Default Color

Reorder Ordinates

OK Cancel

Elaborado por: Espinosa Terán

3.6.2 Definición de materiales

En este punto se hace la definición de materiales a utilizar para la creación de la estructura en este caso se utilizara el acero A36 por ser el más comercial y fácil de conseguir en el mercado.

Se lo hace siguiendo los siguientes pasos

Define > Materials > Add New Material > Se coloca las características del Acero A36 > OK > OK.

Gráfico 26: Definición de materiales

The screenshot shows the 'Material Property Data' dialog box with the following fields and values:

General Data	
Material Name and Display Color	ACERO A36
Material Type	Steel
Material Notes	Modify/Show Notes...

Weight and Mass	
Weight per Unit Volume	7,849E-03
Mass per Unit Volume	8,004E-06

Units	
	Kgf, cm, C

Isotropic Property Data	
Modulus of Elasticity, E	2100000,
Poisson's Ratio, U	0,3
Coefficient of Thermal Expansion, A	1,170E-05
Shear Modulus, G	807692,3

Other Properties for Steel Materials	
Minimum Yield Stress, Fy	2530,
Minimum Tensile Stress, Fu	4080,
Effective Yield Stress, Fye	2530,
Effective Tensile Stress, Fue	4080,

☐ Switch To Advanced Property Display

OK Cancel

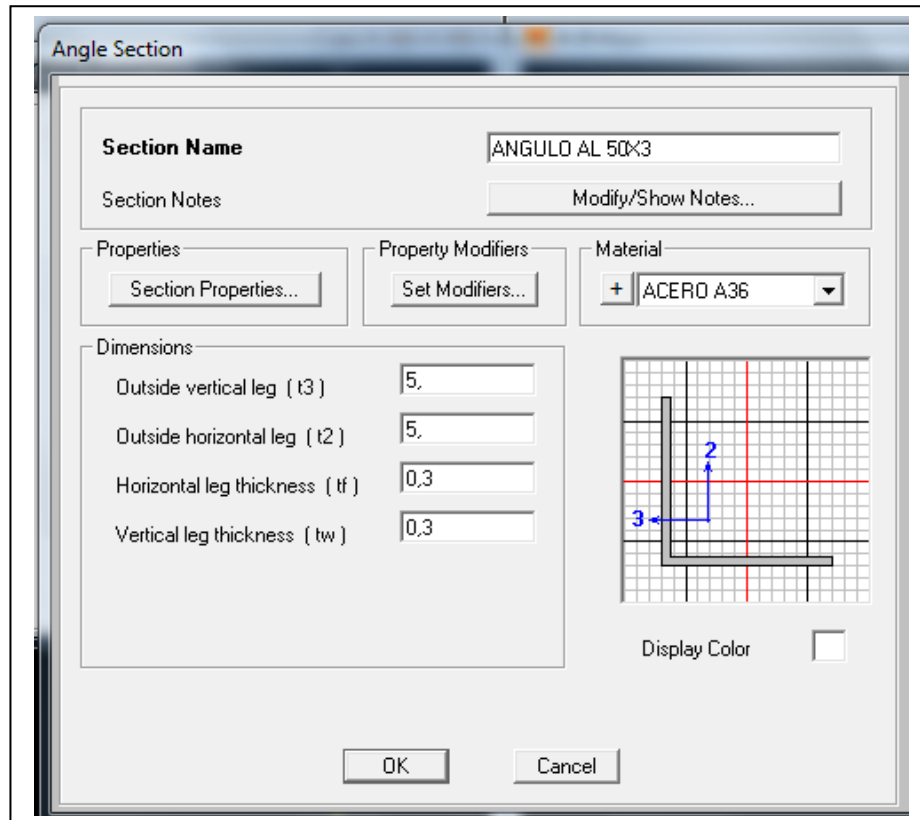
Elaborado por: Espinosa Terán

3.6.3 Creación del perfil a utilizar

Se asigna el perfil seleccionado a la estructura mediante los siguientes pasos:

Define > Section Properties > Frame Section > Add New Property > Se escoge Acero (Steel) > Perfil a utilizar > Definimos las características > OK > OK

Gráfico 27: Creación del perfil a utilizar



Elaborado por: Espinosa Terán

3.6.4 Creación de la estructura

Para poder asignar un perfil a la estructura se crea un bosquejo mediante juntas y perfiles que son las que darán forma a la cabina, esto se lo logra mediante los siguientes pasos:

Para perfiles utilizamos:

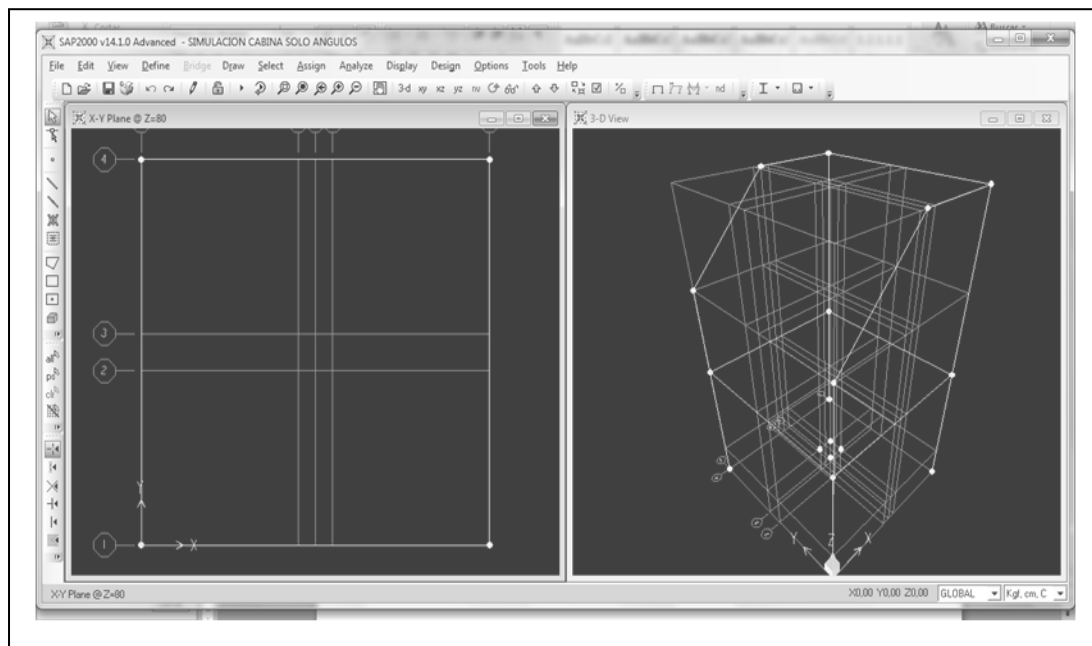
Draw > Draw Frame/Cable/Tendon > Se dibuja la estructura

Para juntas utilizamos:

Draw > Draw Special Joint > Se dibuja los puntos restringidos de la estructura

Al dibujar las juntas podemos asignarles restricciones que serán las que simularan la suelda.

Gráfico 28: Creación del bosquejo de la estructura



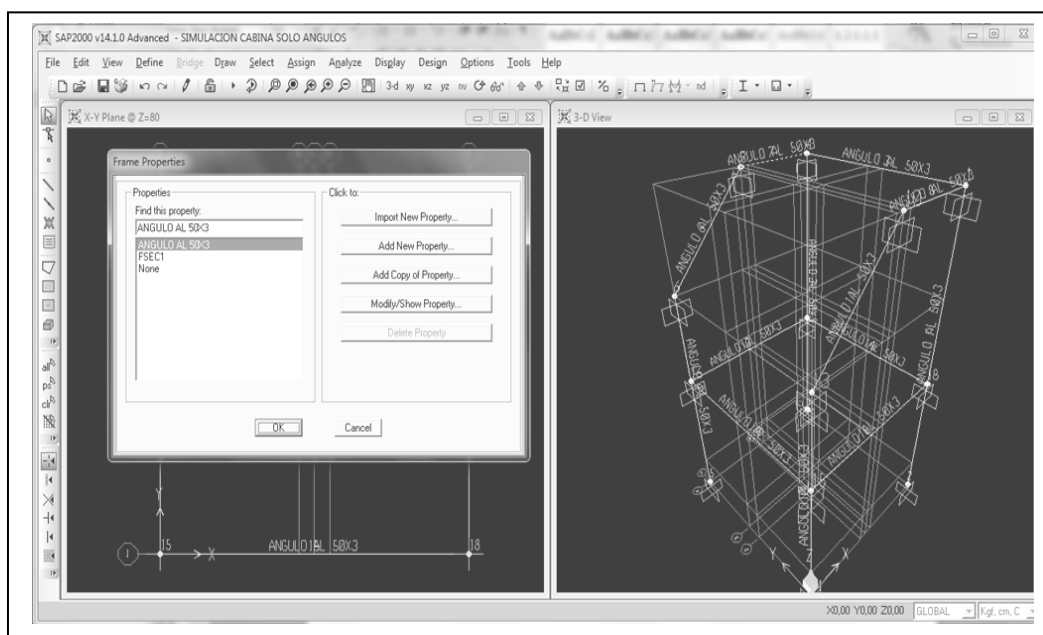
Elaborado por: Espinosa Terán

3.6.5 Asignación del perfil a la estructura

Para la asignación de perfiles es necesario escoger todos los perfiles que serán parte de la estructura y seguir los siguientes pasos:

Assign > Frame > Frame Sections > Se escoge el perfil (Angulo AL 50X3)

Gráfico 29: Asignación del perfil a la estructura



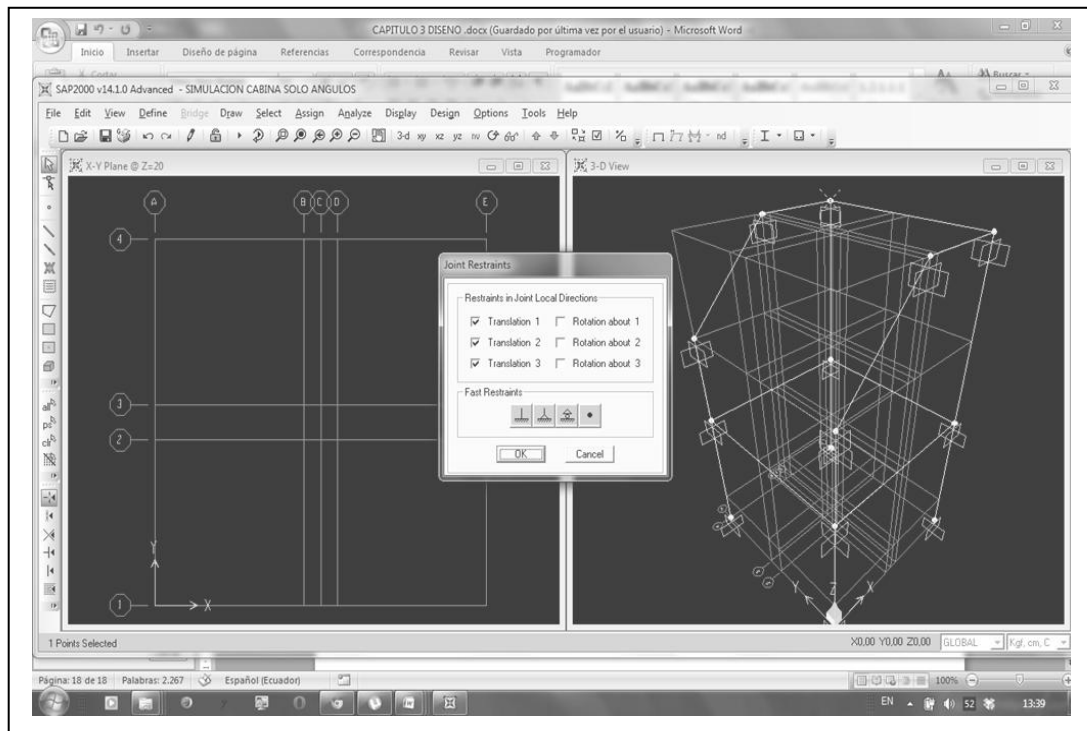
Elaborado por: Espinosa Terán

3.6.6 Asignación de restricciones

Es muy importante saber dónde asignar estas restricciones porque son las que determinan si la estructura es rígida, por tanto se han colocado en cada punto donde exista una soldadura, se lo hace escogiendo cada junta y siguiendo los siguientes pasos:

Assign > Joint > Restraints > Se llena el cuadro de dialogo

Gráfico 30: Asignación de restricciones



Elaborado por: Espinosa Terán

3.6.7 Asignación de cargas

Se trata de colocar las cargas que actúan sobre la estructura en cada una de las juntas y se la realiza siguiendo los pasos a continuación.

Seleccionar la junta > Assign > Joint Loads > Forces > Asignar la carga > OK

Antes de colocar las cargas se realiza una tabla para definir los pesos de cada uno de los componente y de esta manera poder asignarlos a las juntas.

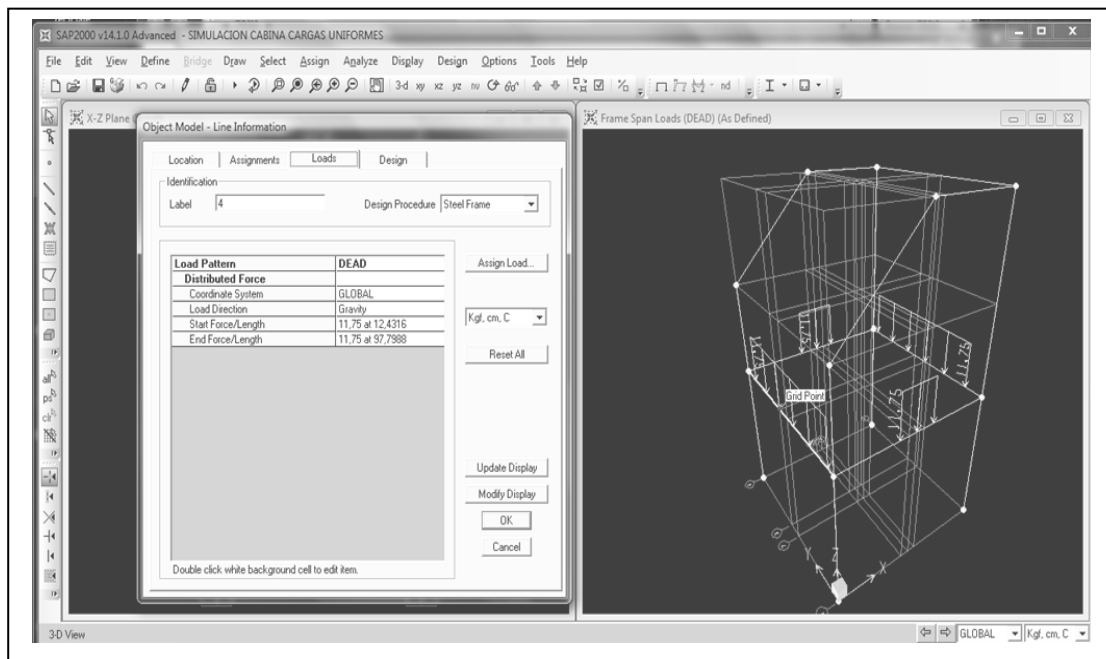
Tabla 20: Tabla de cargas

Item	Unidades del mercado	Peso original	Peso (kg)
Válvula de Compuerta Clase 150 de 4 plg	104 lbs	104 lbs	47
Ventilador D/D w/Motor, 115/230 V	78,85 lbs	78,85 lbs	35,84
	Diámetro mayor: 380		
Separador Ciclónico	mm	13,05 kg	13,05
	Altura: 1520 mm		
Ducto de aire	5,2 plg	2,89 kg	2,89
Plancha galvanizada ASTM A 653	1220x2440x0,9 mm	21 kg	104,07
Ángulo AL 50x3	6000 mm	2,23 kg/m	21,51
Tubo cuadrado 50x50x3	6000 mm	4,48 kg/m	18,18
Rejilla de cabina	953x920 mm	5,03 kg	5,03
Total			247,57

Elaborado por: Espinosa Terán

Una vez calculada la carga total se define las cargas muertas y se las asigna, el peso se lo define como carga distribuida para el número de frames que lo soportan.

Gráfico 31: Asignación de cargas



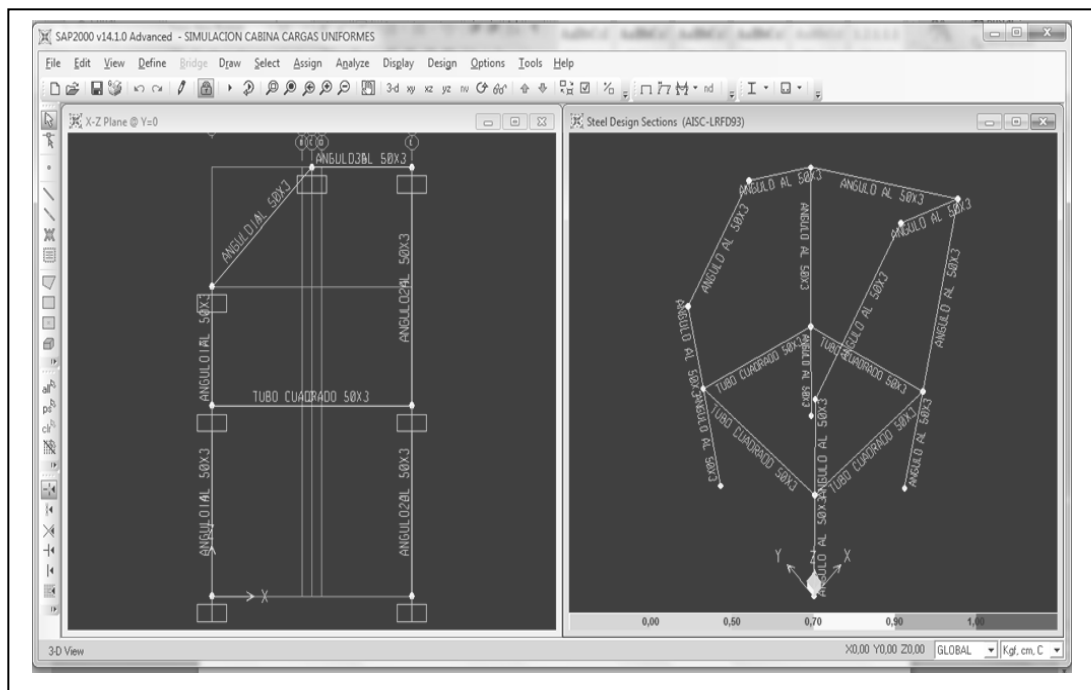
Elaborado por: Espinosa Terán

3.6.8 Simulación de la estructura

Como último paso se simula la estructura para verificar que la selección de materiales ha sido la correcta y se logra con el siguiente procedimiento:

Analize > Run Analysis > Run Now

Gráfico 32: Simulación de la estructura



Elaborado por: Espinosa Terán

3.6.9 Cuadro de datos

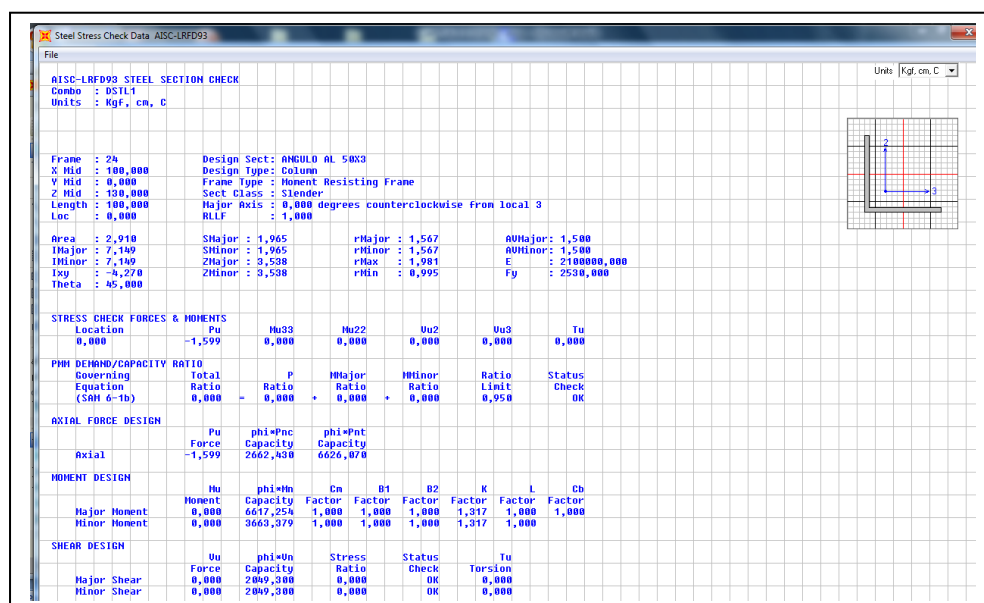
Una vez hecho el análisis el programa despliega un cuadro de datos donde podemos identificar los valores de las reacciones, el esfuerzo cortante y los momentos que actúan sobre el perfil estructural.

Los datos obtenidos ayudan a verificar que no existe una sobrecarga en la estructura y que esta es completamente segura y rígida.

Su obtención se logra con los siguientes pasos:

click contrario sobre el frame > display details > details y aparecerán todos los detalles del análisis del frame escogido

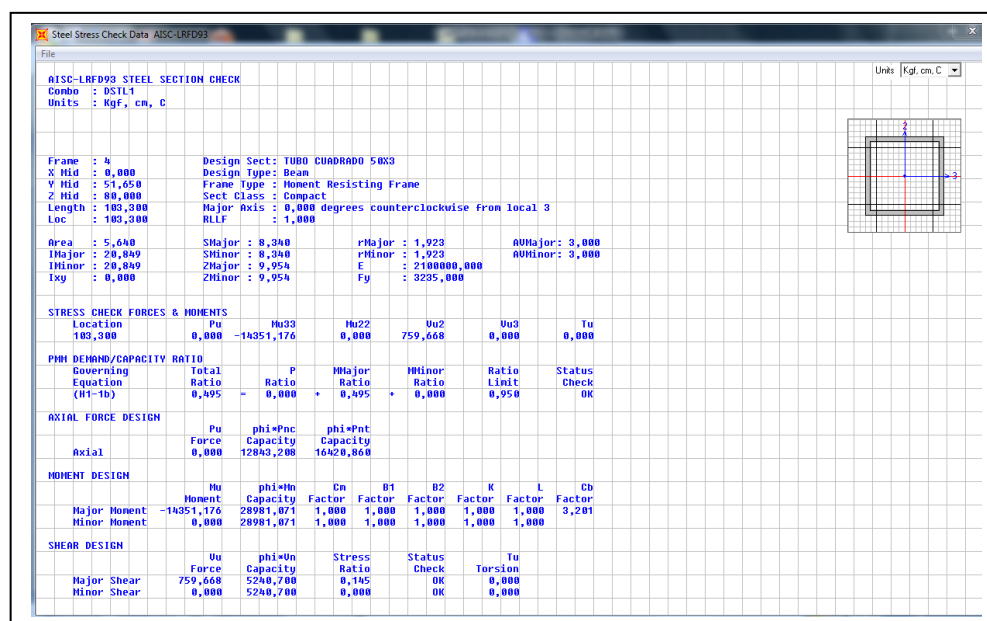
Gráfico 33: Análisis de ángulo AL 50x50x3



Elaborado por: Espinosa Terán

En el gráfico 33, se verifica que el perfil no se encuentra sobrecargado al no salir el mensaje de alerta que envía el software.

Gráfico 34: Análisis de tubo cuadrado estructural 50x3



Elaborado por: Espinosa Terán

En el gráfico 34, se verifica que el perfil usado para la viga no se encuentra sobrecargado pues no se registra el mensaje de alerta que envía el software.

3.7 Análisis estructural

Consiste en analizar el tipo de apoyo y de las cargas aplicadas sobre la estructura (mesa), donde se obtienen funciones que representan las variaciones de la fuerza cortante y momento flector.

3.7.1 Dimensionamiento de perfiles

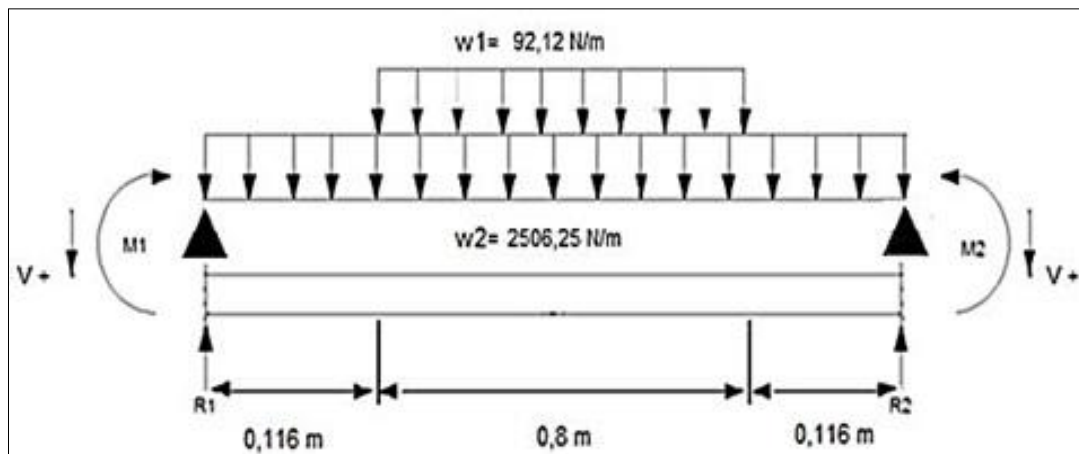
Los perfiles son elementos estructurales utilizados para cubrir espacios, soportando el peso colocado encima del elemento mediante la resistencia a las fuerzas de flexión y corte.

El dimensionamiento de los perfiles consiste en determinar las dimensiones necesarias para que el elemento sea capaz de resistir la flexión y el corte, así como también debe tener dimensiones tales que la flecha no sea excesiva.

3.7.2 Cálculo del perfil horizontal de soporte en la cabina

Para el cálculo se utilizara un Angulo de AL 50x50x3 mm que estará sometido a cargas distribuidas de los materiales constituyentes de la cabina y la válvula que se encontrará en el interior.

Gráfico 35: Diagrama de cuerpo libre del tubo estructural cuadrado 50x50x3



Elaborado por: Espinosa Terán

Del gráfico 35 la carga de 92,12 N/m pertenece a la válvula de compuerta de 4 pulgadas y la carga de 2506,25 N/m corresponde a todos los materiales que constituyen la cabina, ambos descritos en la tabla 20.

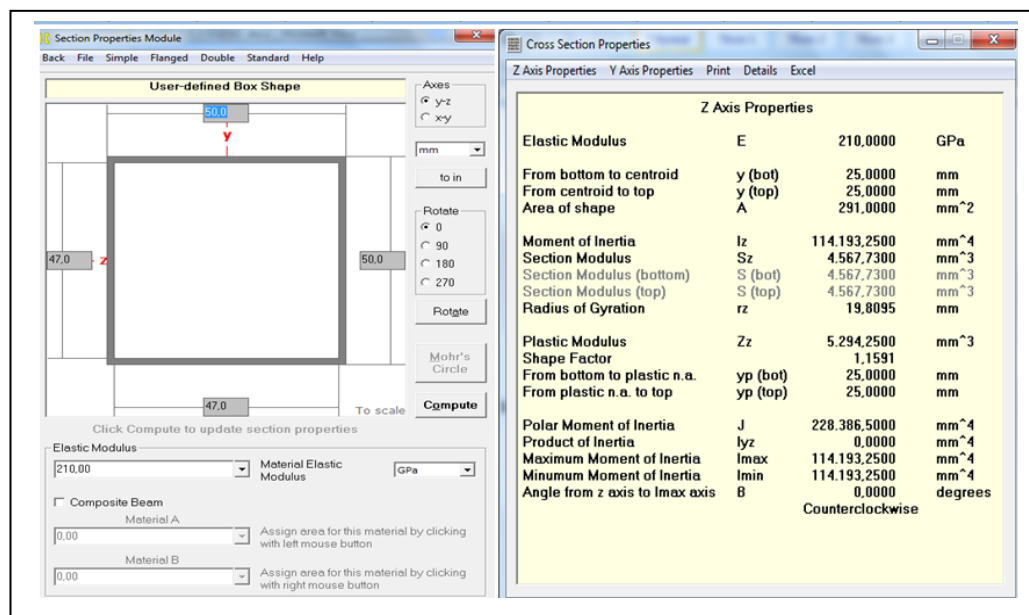
3.7.3 Análisis de perfiles seleccionados

Para el análisis se somete al ángulo a cargas distribuidas para encontrar sus reacciones, esfuerzo de corte y momentos con ayuda del programa MDSolids 3.5, para luego reemplazarlos en las fórmulas del factor de seguridad.

3.7.3.1 Cálculo del perfil horizontal en el soporte interior.

Se coloca la geometría del perfil y características en el software para que desarrolle la tabla de propiedades.

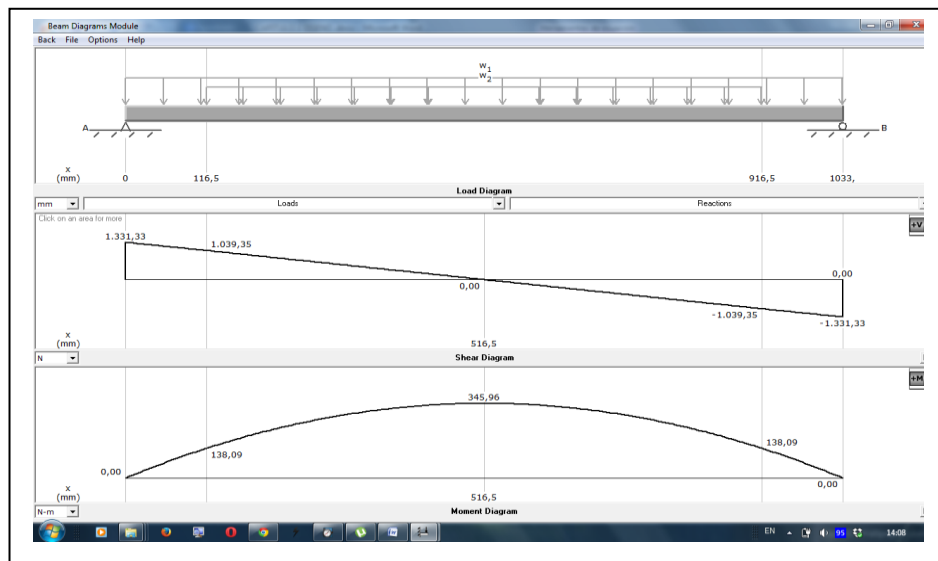
Gráfico 36: Propiedades físicas y geometría del perfil



Elaborado por: Espinosa Terán

Del gráfico 36, se extrae el módulo de sección del tubo cuadrado que es igual a $4567,73 \text{ mm}^3$ ($4,46 \times 10^{-6} \text{ m}^3$) para ser reemplazado en la ecuación 3.18.

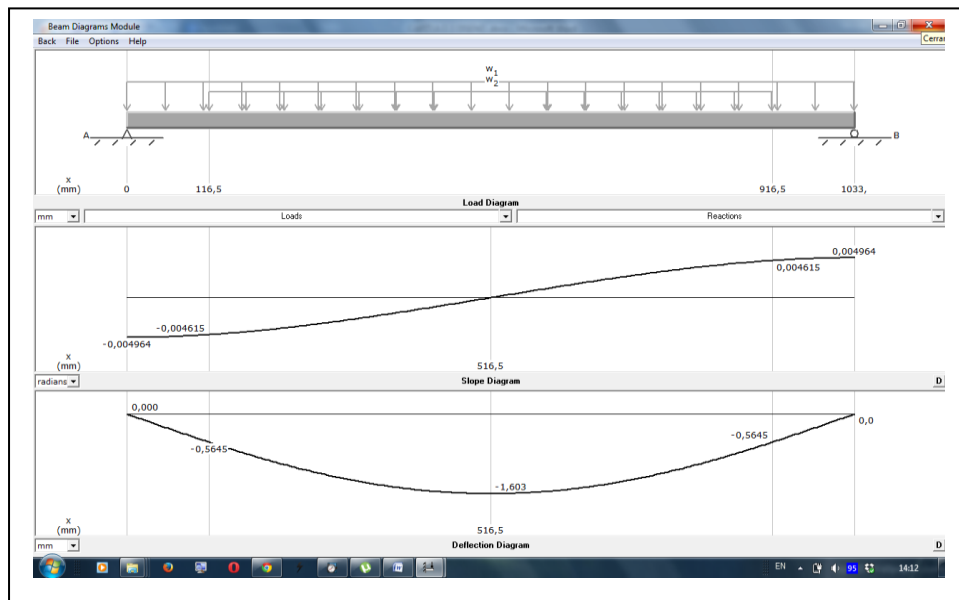
Gráfico 37: Diagramas de esfuerzo de corte y momentos



Elaborado por: Espinosa Terán

Del gráfico 37, se verifica que el momento máximo es $346,95$ Nm para luego ser reemplazados en la ecuación 3.18

Gráfico 38: Diagramas de pendiente y deflexión de vigas



Elaborado por: Espinosa Terán

Del gráfico 38 se verifica que la deflexión máxima es de $-1,603$ mm y que el ángulo θ es de $-0,004964$ radianes.

Una vez obtenidos estos datos se aplica las fórmulas de esfuerzo admisible y factor de seguridad.

$$\sigma_{adm} = \frac{M_{max}}{S_{x-x}} \quad \text{Ecuación 3.15}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{n} \quad \text{Ecuación 3.16}$$

Donde:

S_y = Límite de tracción del material

n = Factor de seguridad

σ_{adm} = Esfuerzo admisible del material

S_{x-x} = Módulo de sección

M_{max} = Momento máximo

Se iguala la ecuación 3.15 en 3.16.

Ecuación 3.17

$$\frac{S_y}{n} = \frac{M_{max}}{S_{x-x}}$$

Se despeja factor de seguridad (n) de la ecuación

$$n = \frac{S_y * S_{x-x}}{M_{max}} \quad \text{Ecuación 3.18}$$

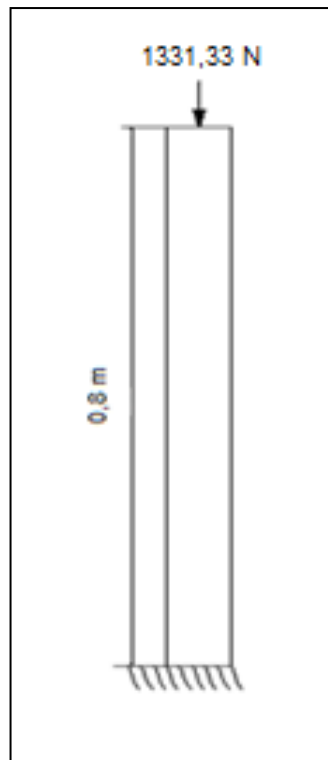
$$n = \frac{32630918.81529 \frac{kg}{m^2} * 4,56 \times 10^{-6} m^3}{345,96 Nm * \left(\frac{1kg}{9.8N}\right)}$$

$$n = 4,21$$

3.7.3.2 Cálculo del perfil vertical de la cabina

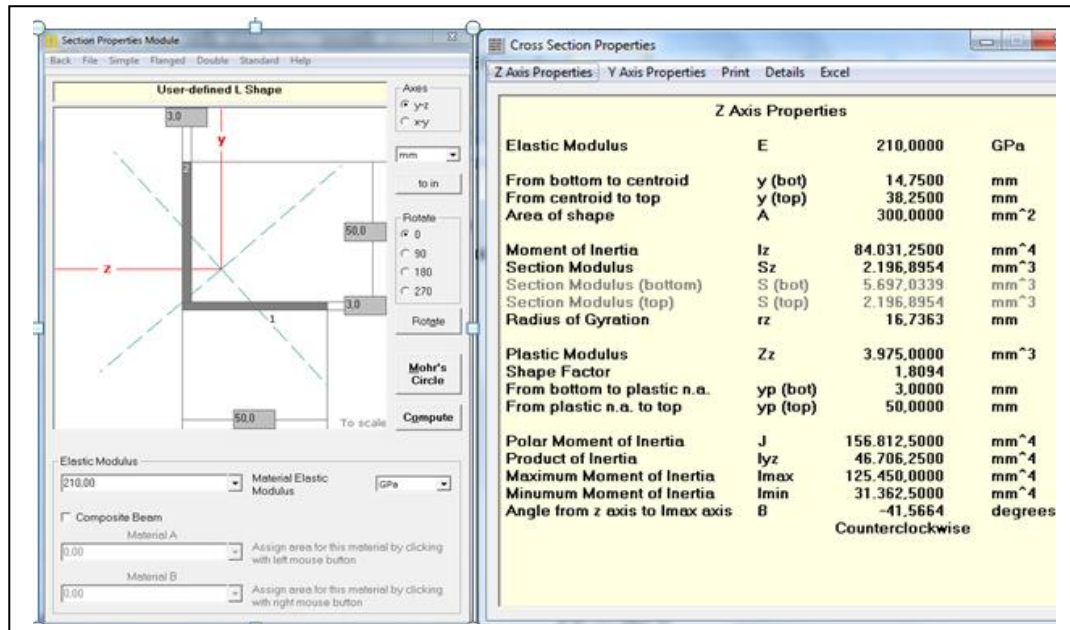
Se coloca las características geométricas del perfil para que el software nos desarrolle la tabla de propiedades.

Gráfico 39: Diagrama de cuerpo libre del ángulo estructural AL 50x50x3



Elaborado por: Espinosa Terán

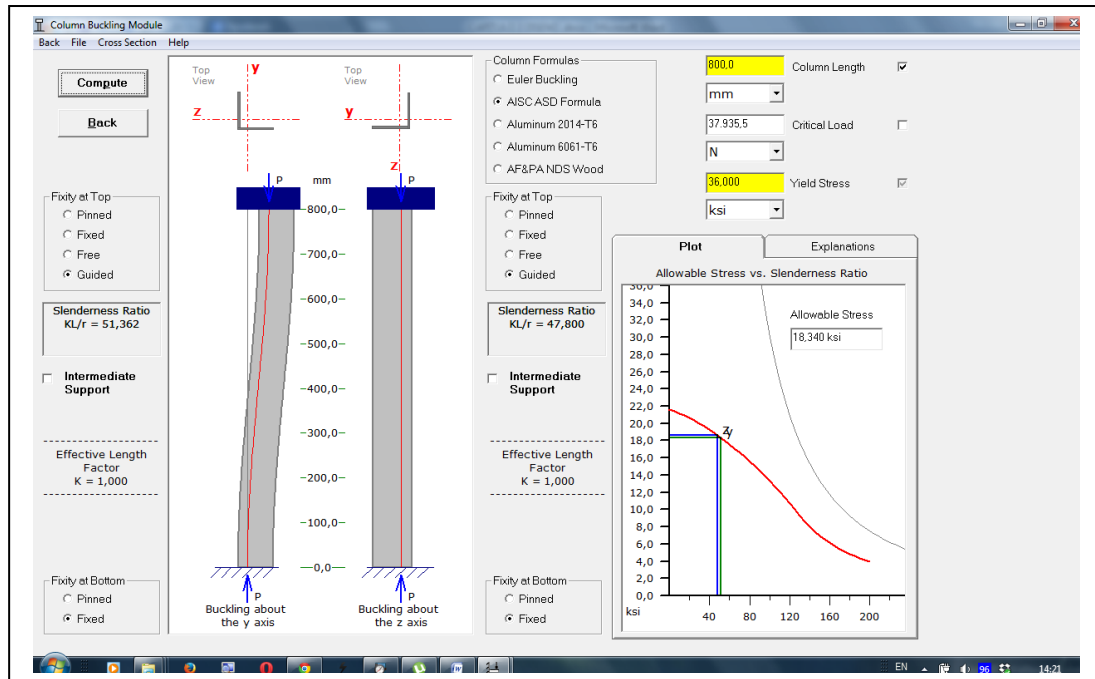
Gráfico 40: Propiedades físicas y geometría del perfil



Elaborado por: Espinosa Terán

Del gráfico 40, obtenemos que el módulo de sección es 2196,89 mm³

Gráfico 41: Simulación de la columna



Elaborado por: Espinosa Terán

Del gráfico 41, podemos extraer la carga crítica de 37935,5 N que puede soportar la columna empotrada en la base y las condiciones seleccionadas para luego reemplazar en la ecuación 3.11.

Una vez reemplazados los datos en la ecuación del factor de seguridad se verifica si la columna ha sido bien seleccionada.

$$n = \frac{\text{carga crítica}}{\text{carga real}}$$

$$n = \frac{37935,5 \text{ N}}{1331,33 \text{ N}}$$

$$n = 28,49$$

CAPÍTULO IV

SIMULACIÓN

4.1. Introducción al programa de simulación LabVIEW 2011

LabVIEW constituye un revolucionario sistema de programación gráfica para aplicaciones que involucren adquisición, control, análisis y presentación de datos.

Las ventajas que proporciona el empleo de LabVIEW 2011 se resumen en las siguientes:

- Se reduce el tiempo de desarrollo de las aplicaciones al menos de 4 a 10 veces, ya que es muy intuitivo y fácil de aprender.
- Dota de gran flexibilidad al sistema, permitiendo cambios y actualizaciones tanto del hardware como del software.
- Da la posibilidad a los usuarios de crear soluciones completas y complejas.
- Con un único sistema de desarrollo se integran las funciones de adquisición, análisis y presentación de datos.
- El sistema está dotado de un compilador gráfico para lograr la máxima velocidad de ejecución posible.
- Tiene la posibilidad de incorporar aplicaciones escritas en otros lenguajes.

4.2. Programa LabVIEW 2011

LabVIEW 2011 es un entorno de programación destinado al desarrollo de aplicaciones, similar a los sistemas de desarrollo comerciales que utilizan el lenguaje C o BASIC. Sin embargo, LabVIEW 2011 se diferencia de dichos programas en un importante aspecto: los citados lenguajes de programación se basan en líneas de texto para crear el código fuente del programa, mientras que LabVIEW 2011 emplea la programación gráfica o lenguaje G para crear programas basados en diagramas de bloques.

Para el empleo de LabVIEW 2011 no se requiere gran experiencia en programación, ya que se emplean iconos, términos e ideas familiares a científicos e ingenieros, y se apoya sobre símbolos gráficos en lugar de lenguaje escrito para construir las aplicaciones. Por ello resulta mucho más intuitivo que el resto de lenguajes de programación convencionales.

LabVIEW posee extensas librerías de funciones y subrutinas. Además de las funciones básicas de todo lenguaje de programación, LabVIEW 2011 incluye librerías específicas para la adquisición de datos, control de instrumentación VXI, GPIB y comunicación serie, análisis presentación y guardado de datos.

LabVIEW 2011 también proporciona potentes herramientas que facilitan la depuración de los programas.

4.2.1 Estructuras de LabVIEW 2011

Una estructura es un elemento de control del programa. Las estructuras controlan el flujo de datos en un VI. G tiene varias estructuras: Bucles While, Bucle For, Estructura Case, Bloque Secuencia, Nodo Formula, etc.

Gráfico 42: Estructuras LabVIEW



Elaborado por: Espinosa Terán

4.2.1.1 Bucles

Un bucle o ciclo, en programación, es una sentencia que se realiza repetidas veces a un trozo aislado de código, hasta que la condición asignada ha dicho bucle deje de cumplirse.

4.2.1.1.1 While Loop

El Bucle While es una estructura que repite una sección de código hasta que se cumpla una condición determinada.

Gráfico 43: While Loop



Elaborado por: Espinosa Terán

Expresado en pseudocódigo esta secuencia se podría escribir:

Do

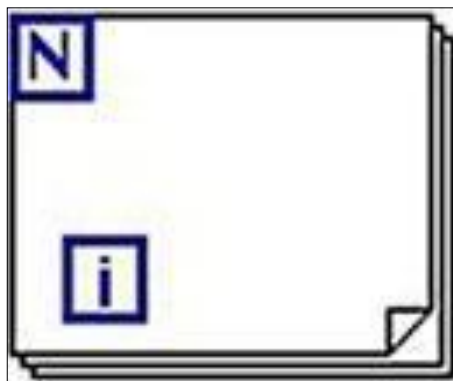
{ secuencia de código }

While condición

4.2.1.1.2 For Loop

Un Bucle For ejecuta una sección de código un determinado número de veces.

Gráfico 44: For Loop



Elaborado por: Espinosa Terán

Expresado en pseudocódigo esta secuencia se podría escribir:

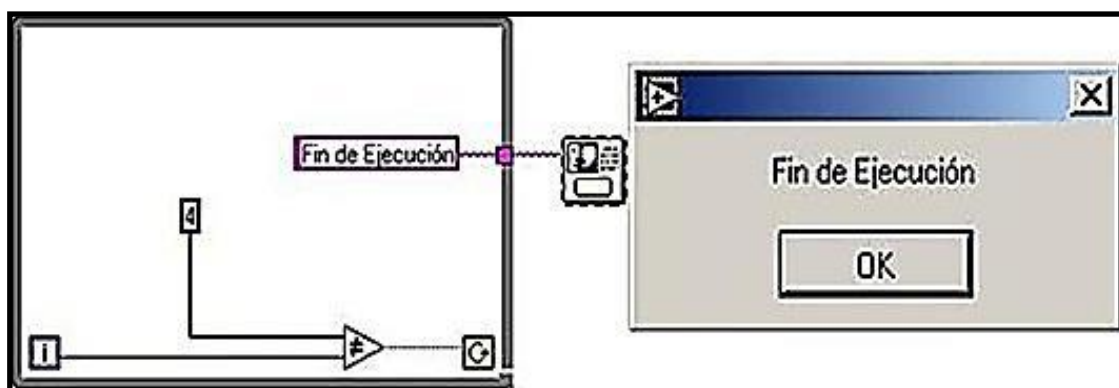
For i=0 to N-1

{ secuencia de código }

A continuación, se verá el mismo ejercicio implementado utilizando un bucle While y utilizando un bucle For:

El programa cuenta hasta cinco y muestra un mensaje que indica el fin de ejecución.

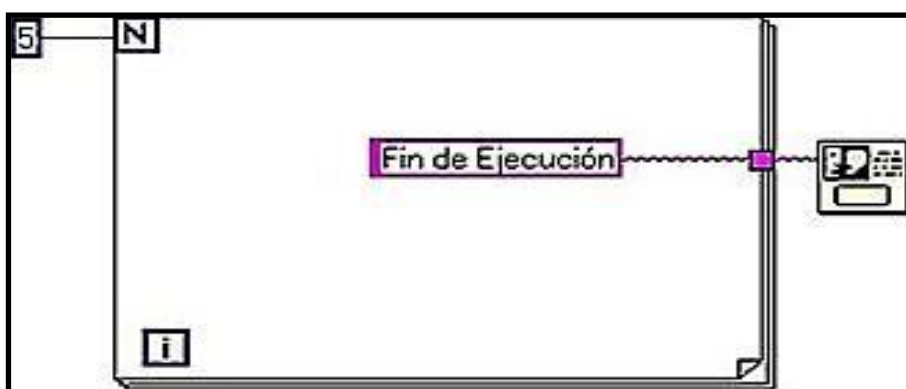
Gráfico 45: For Loop



Elaborado por: Espinosa Terán

El mismo ejemplo utilizando un bucle For.

Gráfico 46: Ejemplo For



Elaborado por: Espinosa Terán

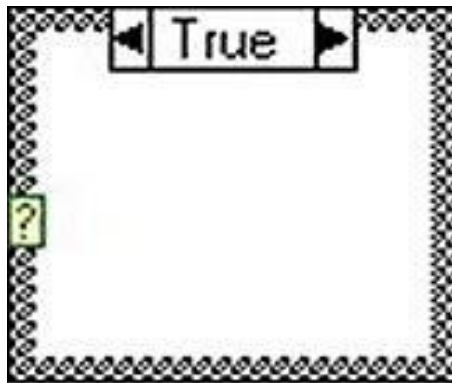
4.2.1.2 Estructuras

Estructura en programación es una forma de organizar un conjunto de datos elementales con el objetivo de facilitar su manipulación. Un dato elemental es la mínima información que se tiene en un sistema.

4.2.1.2.1 Estructura Case

Una estructura Case, son dos o más subdiagramas de manera que solo uno de ellos se ejecuta (el que cumpla la condición) cuando la estructura se ejecuta. Esto depende del valor que designemos al selector representado con el símbolo (?).

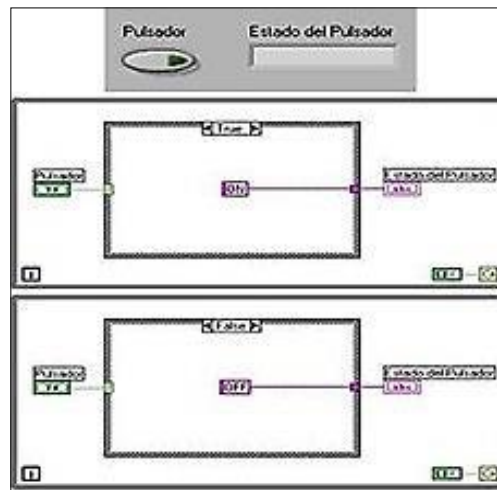
Gráfico 47: Estructura Case



Elaborado por: Espinosa Terán

El siguiente ejemplo prueba el estado de un pulsador y lo indica en forma de string.

Gráfico 48: Ejemplo String



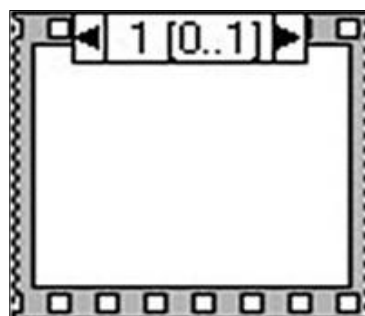
Elaborado por: Espinosa Terán

El bucle while permite que la estructura case se ejecute constantemente.

4.2.1.2.2 Estructura Stacked Sequence

La estructura secuencia, que se ilustra como diapositivas o negativos de una película, ejecuta los diagramas de bloques de forma secuencial. En lenguajes de programación convencionales el código se ejecuta en el orden en que va apareciendo, G utiliza esta estructura para controlar el orden en que los nodos se van ejecutando.

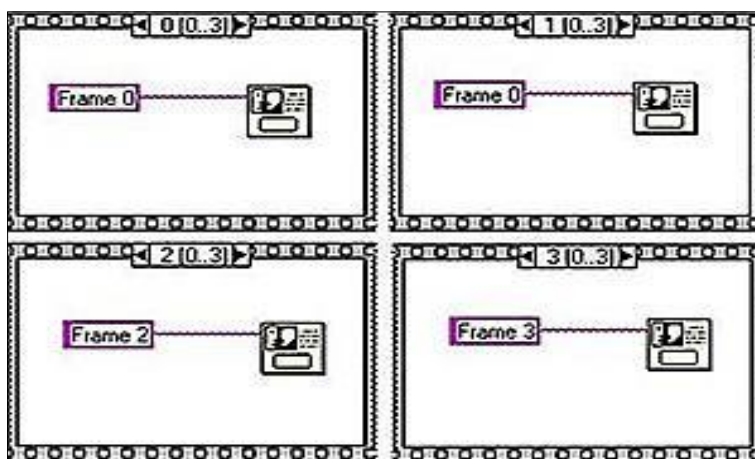
Gráfico 49: Stacked Sequence



Elaborado por: Espinosa Terán

El siguiente ejemplo ilustra el funcionamiento de la estructura secuencia. Durante la ejecución de cada frame aparece un cuadro de dialogo que nos indica el número de *frame* antes de pasar al siguiente.

Gráfico 50: Ejemplo Stacked Sequence

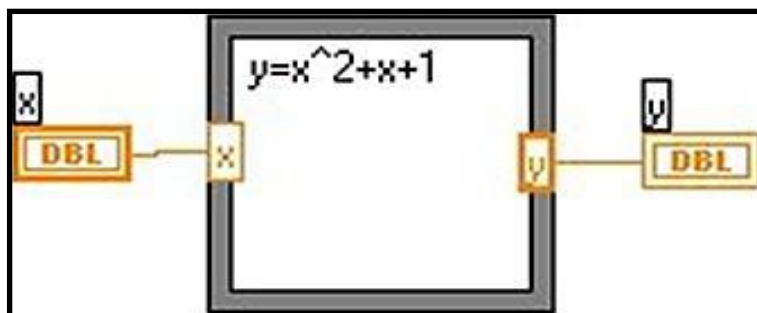


Elaborado por: Espinosa Terán

4.2.1.3 Nodo fórmula

El nodo Formula se utiliza para ejecutar fórmulas matemáticas directamente. Es muy práctico cuando una ecuación es de muchas variables y de otra forma sería muy complicado.

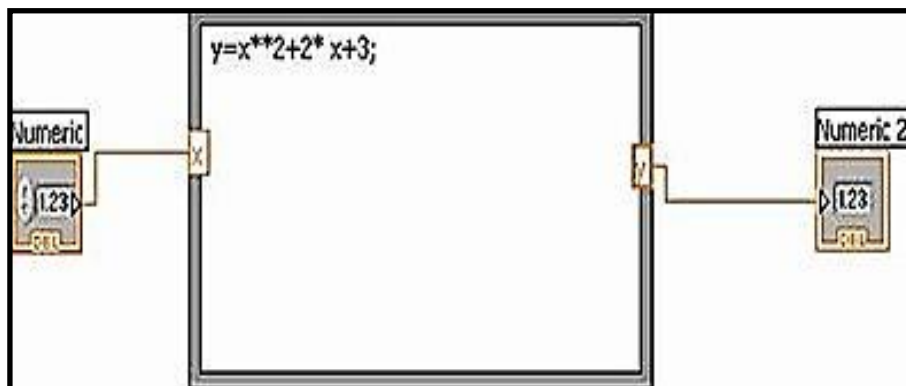
Gráfico 51: Nodo de fórmula



Elaborado por: Espinosa Terán

El siguiente ejemplo ilustra la implementación de fórmulas matemáticas con esta estructura.

Gráfico 52: Ejemplo Nodo de fórmula



Elaborado por: Espinosa Terán

Hay que terminar la fórmula con; (punto y coma)

4.3. Requerimientos mínimos del software

Estos son los requerimientos mínimos para que el programa LabVIEW 2011 pueda funcionar correctamente y así comenzar con la simulación de la cabina.

Tabla 21: Requerimientos mínimos LabVIEW 2011

Sistema Operativo Windows		
	Requerimientos	<ul style="list-style-type: none"> Entorno de Desarrollo
Procesador	Pentium III/Celeron 866 MHz o equivalente	<ul style="list-style-type: none"> Pentium 4/M o equivalente
RAM	256 MB	<ul style="list-style-type: none"> 1 GB
Resolución pantalla	1024 x 768 pixeles	<ul style="list-style-type: none"> 1024 x 768 pixeles
SO	Windows 8.1/8/7/Vista(32 bits y 64 bits)	<ul style="list-style-type: none"> Windows 8.1/8/7/Vista(32 bits y 64 bits)

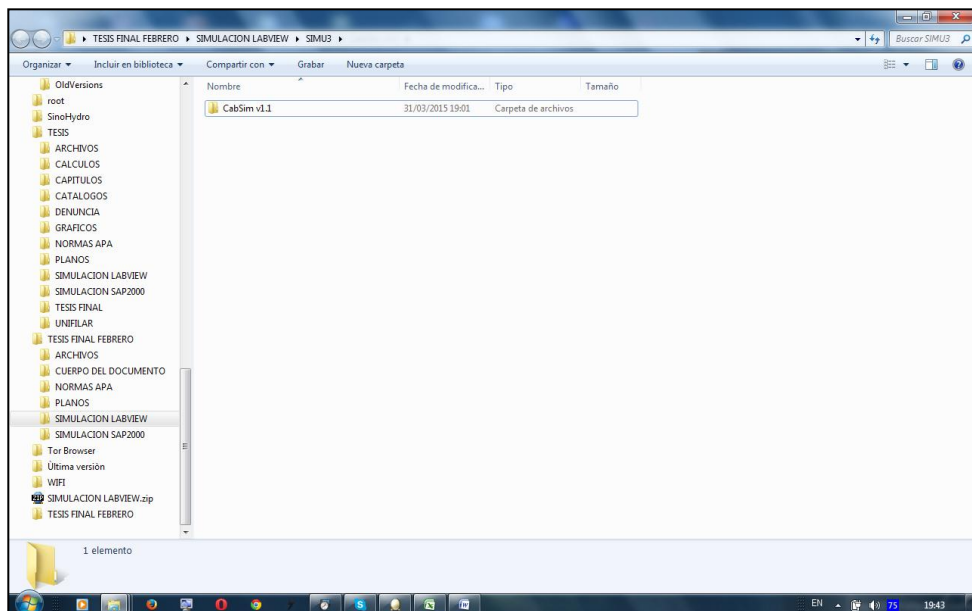
	<ul style="list-style-type: none"> · Windows XP/SP3 (32 bits) · Windows Server 2012 R2 (64 bits) · Windows Server 2008 R2 (64 bits) · Windows Server 2003 R2 (32 bits) 	<ul style="list-style-type: none"> • Windows XP/SP3 (32 bits) • Windows Server 2012 R2 (64 bits) • Windows Server 2008 R2 (64 bits) • Windows Server 2003 R2 (32 bits) • 5 GB(Incluye Controladores predeterminados del DVD de controladores de Dispositivos de NI)
Espacio en disco	500 MB	

Fuente: (nationalinstruments, 2015)

4.4. Operación y funcionamiento del software CabSim v1.1

1. Se debe tener instalado el programa LabVIEW 2011
2. Abrir la carpeta del software CabSim v1.1.

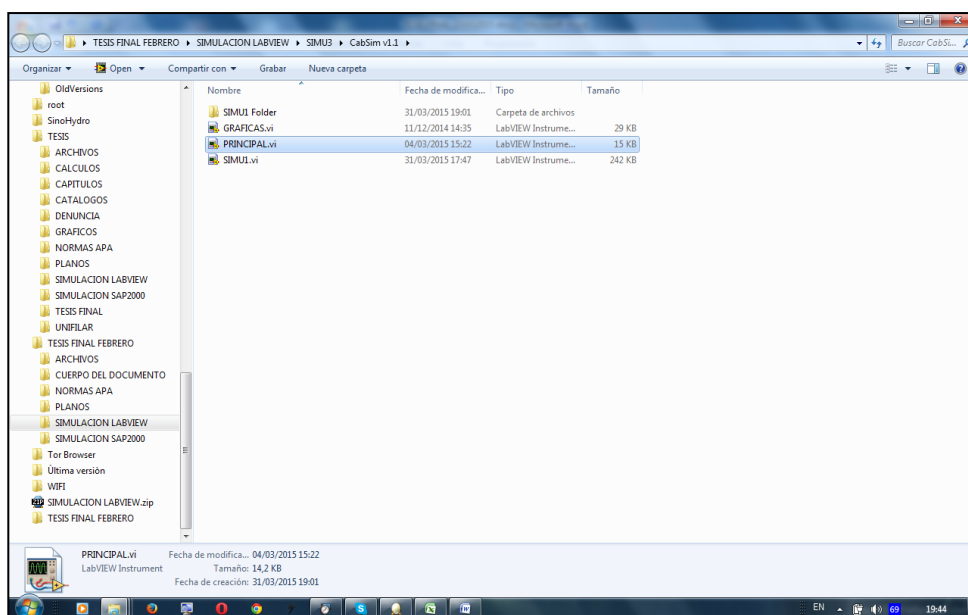
Gráfico 53: Carpeta de simulador CabSim v1.1



Elaborado por: Espinosa Terán

3. Hacer doble clic en el icono del archivo “PRINCIPAL.vi”.

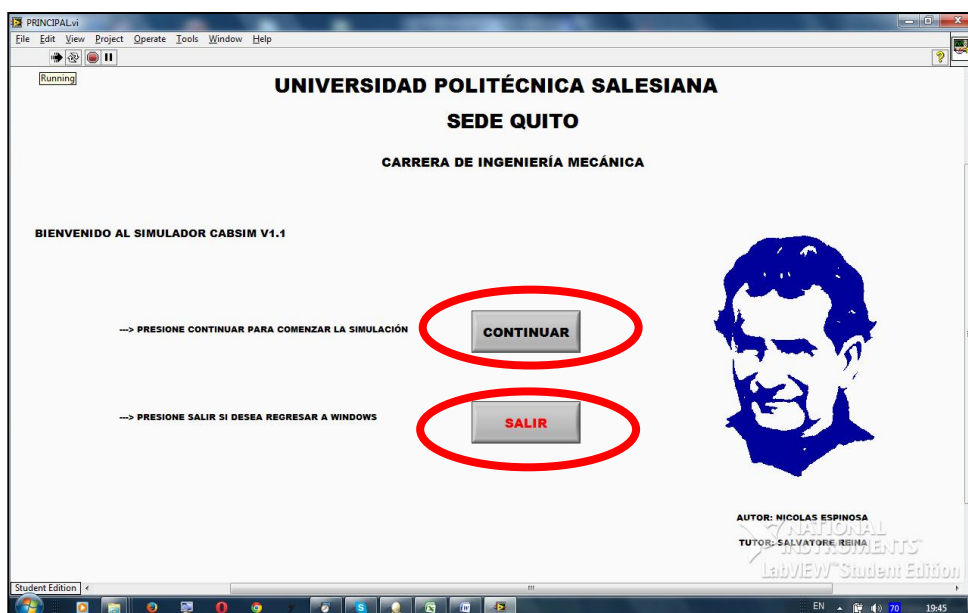
Gráfico 54: Archivo para arranque de simulador “PRINCIPAL.vi”



Elaborado por: Espinosa Terán

4. Presionar el botón “CONTINUAR” para definir los parámetros de la simulación caso contrario seleccionar “SALIR” para regresar al sistema.

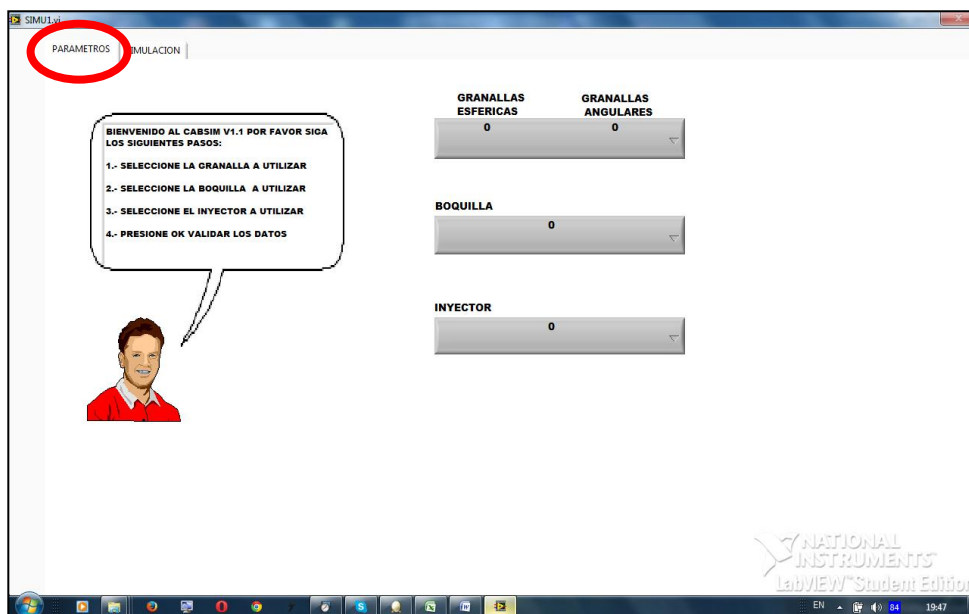
Gráfico 55: Pantalla principal



Elaborado por: Espinosa Terán

5. Aparecerá la pantalla “PARAMETROS” donde se los define para comenzar la simulación.

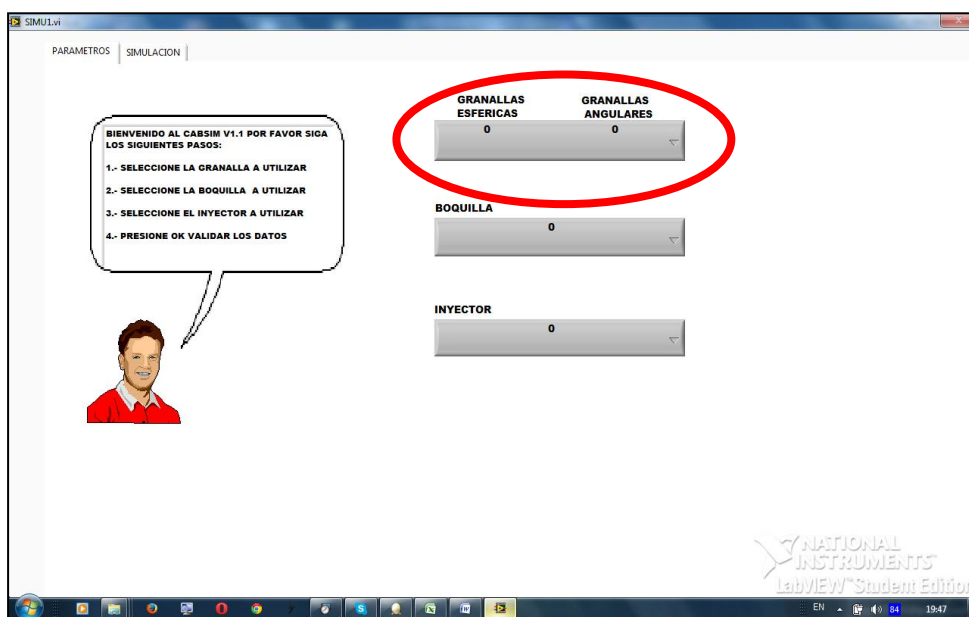
Gráfico 56: Pantalla parámetros



Elaborado por: Espinosa Terán

6. Escoger el tipo de granalla que se utilizara en el proceso.

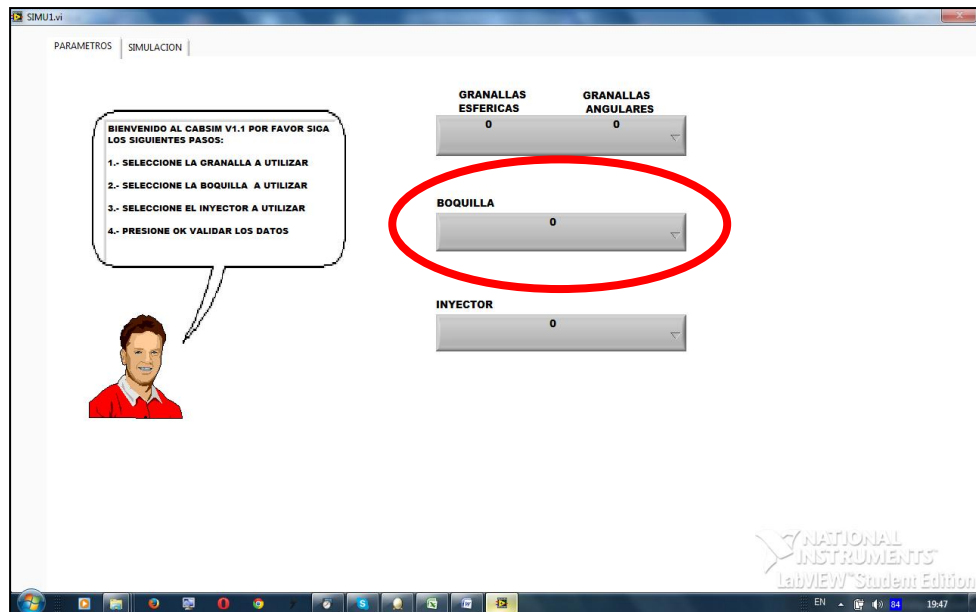
Gráfico 57: Cuadro de diálogo para seleccion de tipos de granalla



Elaborado por: Espinosa Terán

7. Escoger la boquilla que se va a utilizar para el granallado.

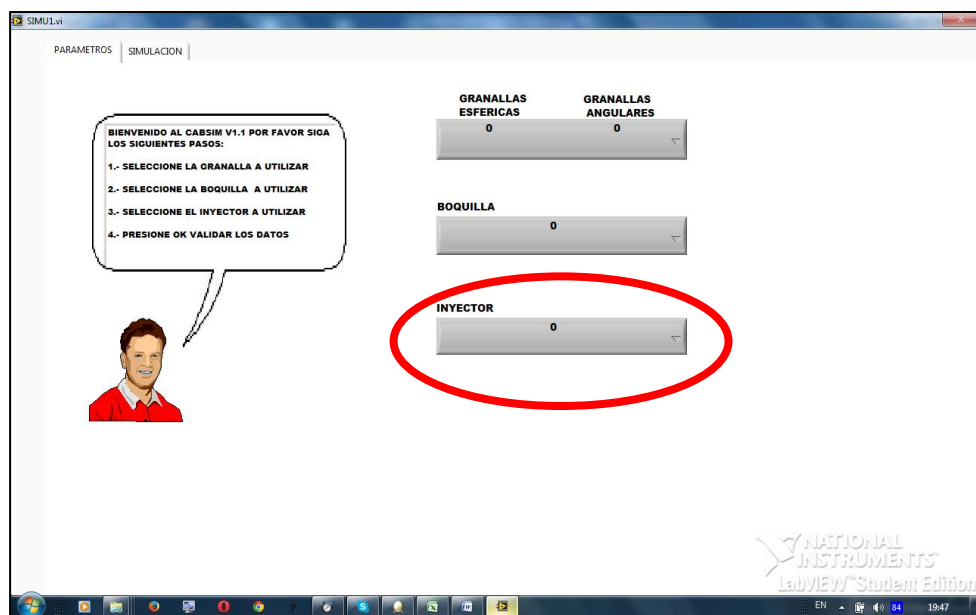
Gráfico 58: Cuadro de diálogo para seleccion de boquilla



Elaborado por: Espinosa Terán

8. Escoger el inyector de aire que se va a usar para inyectar aire comprimido al sistema.

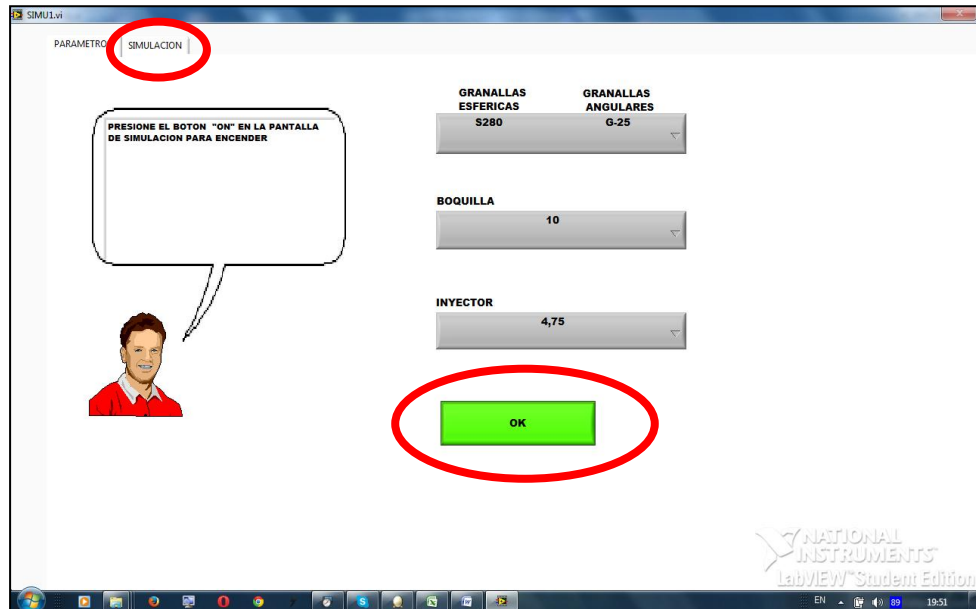
Gráfico 59: Cuadro de diálogo para seleccion de inyector



Elaborado por: Espinosa Terán

9. Presionar el botón OK (cambiara a color verde) para guardar los parámetros y comenzar la simulación, si el botón OK no es presionado no aparecerá el botón ON/OFF en la pantalla “SIMULACION”.

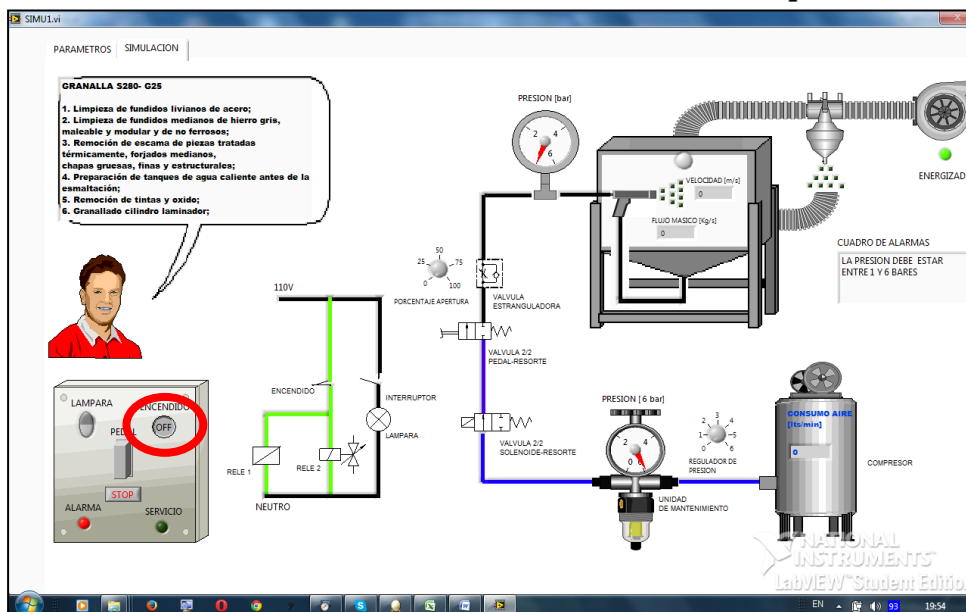
Gráfico 60: Botón ok



Elaborado por: Espinosa Terán

10. Aparecerá la pantalla de simulación, donde se muestra el control del equipo simulando su manejo en la realidad.
11. Arrancar el sistema con el botón “ENCENDIDO”, esto energizará al circuito y a la válvula 2/2 dirigida por solenoide para permitir el paso del aire comprimido al sistema.

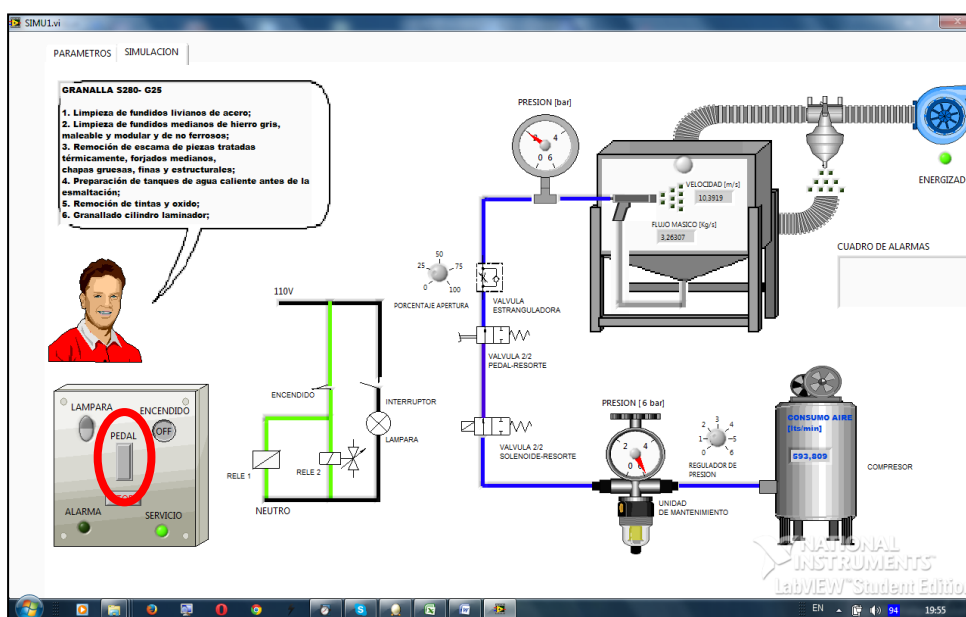
Gráfico 61: Pantalla simulación de arranque



Elaborado por: Espinosa Terán

12. Presionar el botón “PEDAL” para comenzar con el proceso de granallado, este permitirá el paso a través de la válvula 2/2 controlada por resorte – pedal, hacia la cabina para comenzar con el proceso de granallado.

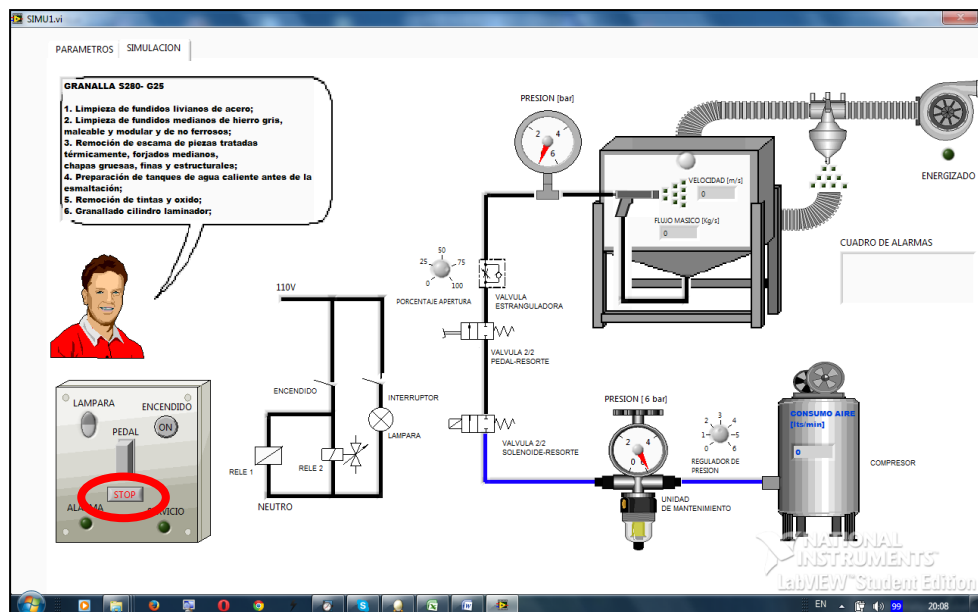
Gráfico 62: Pantalla simulación completa del sistema



Elaborado por: Espinosa Terán

13. Si se requiere se pulsa el interruptor que energiza la lámpara en la cabina.
14. Para detener el chorro de arena presionar “PEDAL” nuevamente, de esta manera se cerrará la válvula 2/2 controlada por resorte y pedal impidiendo el paso de aire hacia la pistola.
15. Para apagar el sistema presionar el botón “ENCENDIDO” nuevamente, así se desconectará la energía hacia la válvula 2/2 dirigida por solenoide y se impide el paso de aire comprimido al sistema.
16. El botón “STOP” se utilizara en el caso de ser necesaria una parada de emergencia y colocara al sistema como default.

Gráfico 63: Pantalla simulación detenida



Elaborado por: Espinosa Terán

CÁPITULO V

COSTOS

5.1. Introducción

En el siguiente capítulo se determina el cálculo de los costos para la construcción de una cabina de SandBlasting por proceso de succión, donde se ha tomado en cuenta los valores de: materia prima, maquinado, mano de obra y costos indirectos de fabricación.

Estas cabinas se encuentran en el mercado con un valor superior a los USD. 18000 dólares americanos, por tanto en este análisis de costos se demostrara que siempre será más viable su construcción con materiales existentes en el país evitando su alto precio y costo de importación.

El cálculo de costos ha adoptado diferentes criterios para su obtención tales como:

- Materia prima
- Costos de fabricación
- Costos indirectos

5.2. Materia prima

La tabla 22, describe a los materiales de construcción que son los que serán los elementos constitutivos que conformaran de manera directa a la máquina.

Tabla 22: Tabla costo de materia prima

Ítem	Detalle	Unidad	Cantidad	Datos técnicos	Valor total USD
1	Ventilador Centrifugo radial	Unidad	1	DAYTON Soplador ,10 9/16 pulgadas, Radial con Transmisión Directa P/N 7C447/7C447	1792
2	Ducto de aire	Metro	1	Diámetro: 5,2 plg Longitud: 10 pie	10,06
3	Plancha galvanizada ASTM A 653	unidad	5	2,44x1,22 m	145,6
4	Angulo AL 50x3	unidad	4	6 m	69,2
5	Tubo cuadrado 50x50x3	unidad	1	6 m	28,12
6	Manguera Presión de aire	metro	5	Diámetro 5/32	35
7	Manguera de Granalla	metro	5	Diámetro 5/32	42,5
8	Sello de Caucho	Metro	10	2 cm	10
9	Vidrio templado	metro cuadrado	1	400x150x6 mm	7,2
10	Guantes de Soldadura	par	1	1 par	8
11	Remaches	unidad	100	5/32x ¼	2
12	Pistola granalla	unidad	1	Pistola de granallado por succión 1000-S	80,42
13	Lámpara	unidad	1	100 watts	1,2
14	Protector de lámpara (vidrio templado, hermético)	unidad	1	1 unidad	6,95
15	Válvula reguladora de caudal	unidad	1	FESTO P/N 534680	52,25
16	Válvula controlada por solenoide 2/2	unidad	1	FESTO P/N 1492118	144,56
17	Válvula 2/2 accionada por pedal y con retorno por resorte	unidad	1	FESTO P/N MHJ9-MF10	72,68
18	Pulsadores con enclavamiento	unidad	2	SMC 5AI 2018	4,59
19	Cable gemelo	metro	1	AWS #12	7,98
20	Acoples rápidos (macho/hembra)	unidad	6	FESTO P/N 531626	150
21	Boquilla pistola	unidad	1	Diámetro 8 mm	57,72
22	Inyector de aire	unidad	1	Diámetro 5 mm	44,23
23	Chapa puerta	unidad	1	VIRO	10,5
24	Pintura metálica azul	galón	1	Pintuco	20,8
Subtotal					2803,56

Elaborado por: Espinosa Terán

5.3. Costos de mecanizado y mano de obra

El costo de fabricación incluye todo proceso que genere un cambio en la estructura y forma de la materia prima utilizando herramientas, máquinas herramientas, soldaduras y mano de obra. (Ver tabla 23).

Tabla 23: Tablas de costos de mecanizado y mano de obra

Ítem	Detalle	Máquina herramienta	Cantidad	Número de horas	Valor unitario USD	Valor total USD
1	Cabina	Amoladora	1	8	6	48
		Dobladora		2	4,2	4,2
		Soldadora		16	3	48
					Subtotal	100,2
Ítem	Detalle	Máquina herramienta	Cantidad	Número de horas	Valor unitario USD	Valor total USD
2	Tolva	Amoladora	1	1	3	3
		Trazado		1	10	10
		Dobladora		4	1,20	4,80
		Soldadora		1	6	6
					Subtotal	23,80
Ítem	Detalle	Máquina herramienta	Cantidad	Número de horas	Valor unitario USD	Valor total USD
3	Puerta	Cizalla	1	1	4	4
		Remachadora		1	2	2
		Soldadora		1.5	6	9
		Trazado		1	10	10
					Subtotal	25
Ítem	Detalle	Máquina herramienta	Cantidad	Número de horas	Valor unitario USD	Valor total USD
4	Rejilla	Amoladora	1	2	6	12
		Soldadora		8	6	48
					Subtotal	60

Ítem	Detalle	Máquina herramienta	Cantidad	Número de horas	Valor unitario USD	Valor total USD
5	Separador ciclónico	Cizalla	1	3	4	12
		Baroladora		2	6	12
		Soldadora		16	6	96
					Subtotal	120
					Total	329
Elaborado por: Espinosa Terán						

El subtotal de mecanizado es USD 329,00 dólares americanos al que se debe sumar el valor del 12% de IVA por tanto el total es de USD 368,48 dólares americanos.

5.4. Costos indirectos

Son todos los costos distintos de las materias primas y manufactura de acción directa sobre la máquina. En los cuales se ha tomado en cuenta el diseño y simulación de la cabina el uso del equipo y programas con este fin, insumos de oficina, gastos en presentación del proyecto (ver tabla 24).

Tabla 24: Costos indirectos

Ítem	Detalle	Valor unitario USD
1	Materia prima indirecta	50,00
2	Costos indirectos	200,00
3	Imprevistos	200,00
Subtotal costos indirectos		450,00

Elaborado por: Espinosa Terán

5.5. Valor total cabina de SandBlasting por succión

El valor total de la cabina se obtiene de la suma de las tablas 23 y 24, mostrados en la tabla 25.

Tabla 25: Valor total de la cabina de SandBlasting por succión

Ítem	Detalle	Valor unitario
1	Materia prima	2803.56
2	Costo de fabricación y mano de obra	368,48
3	Costos indirectos	450,00
	Total valor de máquina	3622,04

Elaborado por: Espinosa Terán

El valor total de la cabina de succión es de USD. 3622,04 dólares americanos que comparado con el precio de venta al público comprándola particularmente es USD. 24.217,57 dólares americanos (ver anexo 10), por tanto se concluye que el proyecto es viable en su ejecución.

CONCLUSIONES

- El uso de granallas de acero es mucho más conveniente por su capacidad de reutilización mayor a la de la arena silícica, lo favorece en costo - beneficio.
- Cuando una superficie se presente excesivamente cubierta de escamas de oxidación, u otros cuerpos extraños, la limpieza debe ser complementada con herramientas de impacto o mecánicas.
- Siempre se debe contar con el equipo de protección adecuado como protección auditiva y gafas de seguridad para evitar problemas de salud.
- El proyecto demostró que es viable en la ejecución del mismo desarrollándolo con tecnología disponible en nuestro medio y así reduciendo los costos de compra e importación de la máquina.
- Con la construcción de este sistema SandBlasting se implementó un equipo para talleres navales que permite dejar a un lado el uso de implementos manuales y evitar esfuerzos innecesarios, mejorando la calidad de limpieza superficial de probetas u objetos y reduciendo tiempo de limpieza.

RECOMENDACIONES

- La arena o cualquier abrasivo deben estar completamente seca para evitar obstrucciones en la manguera.
- Las tuberías de suministro de aire comprimido y conducción de granalla deben ser revisadas periódicamente por si existen fugas de aire o también por el deterioro debido al constante transporte del abrasivo.
- Es espacio de trabajo en la cabina que esta próxima al chorro abrasivo deberá ser revisada constantemente, ya que por su operación y contacto frecuente con la arena abrasiva puede causar desgaste por fatiga del material.
- La cabina está diseñada para un peso de hasta 47 kg para colocar sobre la rejilla de la misma, ya que un peso superior a esta tolerancia compromete la estructura.
- El proceso de pintura debe ser realizado dentro de una cámara hermética para salvaguardar las propiedades del material y asegurar la adherencia de esta, y así evitar la corrosión prematura de la cabina.
- En el momento de retirar la pieza ya sometida a proceso de SandBlasting será mucho mejor tener a mano un dispositivo que aspire la nube de polvo generada dentro de la cabina por seguridad y para evitar enfermedades respiratorias.
- Al utilizar granalla de acero no se expone al operador a riesgos de salud sin embargo se debe tomar las medidas de seguridad necesarias.

LISTA DE REFERENCIAS

- abrasivosmaquinaria. (2005). Obtenido de <http://www.abrasivosmaquinaria.com/sites/default/files/Consumo%20Aire%20en%20el%20Chorro.pdf>
- Armas, E., & Torre, J. (2012). *Diseño y construcción de un equipo para soldadura por presión en frío para probetas de diámetro máximo 7mm a implementarse en el laboratorio de soldadura de la Universidad Politécnica Salesiana*. Quito.
- ASHRAE. (2011). HVAC APPLICATIONS. Atlanta.
- Barcia, K. (1989). Diseño y construcción de un prototipo para sistema de recirculación de granallas para máquina limpiadora de metales. Guayaquil, Ecuador.
- Blasting. (2008). Cabinas de proceso sistema de succión. Argentina.
- Burkert. (2014). Obtenido de <http://www.burkert.es/ESN/383.html>
- centraldemangueras. (2012). Obtenido de <http://www.centraldemangueras.com.co/manguera-sand-blasting/29/28/93>
- Chiblosa. (2006). Obtenido de http://www.chiblosa.com.ar/spanish/herramientas/teoria_de_los_ventiladores.htm
- Clancy. (1975). Obtenido de http://es.wikipedia.org/wiki/Coeficiente_de_arrastre
- Company, Loren Cook. (1999). Engineering Cookbook. Springfield, MO, USA.
- Diquima. (2002). Obtenido de http://www.diquima.upm.es/old_diquima/investigacion/proyectos/chevic/catalogo/CI CLONES/imagenes/ciclon.gif
- ecoind. (2010). Obtenido de <http://www.ecoind.com/42-produit-econo-26-a-36.html>
- Espinosa Terán, A. N. (s.f.).
- FESTO. (2005). *Introducción en la neumática*. Denkendorf.
- Grainger. (2015). Obtenido de http://espanol.grainger.com/content/cat_405_ventilation?page=89
- Huerta, M. A. (2013). Obtenido de http://es.wikipedia.org/wiki/Efecto_Venturi
- industrial-automatica. (2010). Obtenido de http://industrial-automatica.blogspot.com/2010_09_01_archive.html
- industrial-automatica. (2010). Obtenido de http://industrial-automatica.blogspot.com/2010_09_01_archive.html

Lozada, J., & Preciado, D. (2008). Construcción de una cabina para limpieza superficial de probetas de soldadura mediante chorro de arena. Quito.

Maquinariayabrasivos. (2012). Obtenido de <http://www.abrasivosymaquinaria.com/node/251>

Morales, D. (2009). Obtenido de http://www.monografias.com/trabajos63/compresores-embolo-piston/compresores-embolo-piston_image019.jpg

nationalinstruments. (2015). Obtenido de <http://www.ni.com/labview/requirements/esa/>

NCEES. (2001). *Fundamentals of Engineering, Supplied-Reference Handbook*. Clemson.

Plaster. (1972). *Blast Cleaning & Allied Processes*. London: Industrial Newspapers Limited.

Solanki, P. (2013). Obtenido de <http://www.buzzle.com/articles/how-to-build-a-sandblaster.html>

Soto, R. (2005). Manual SAP2000 v10.0.1. Quito.

Starline. (2012). Obtenido de http://www.starline.com.mx/site/?page_id=161

Unlp. (2006). Obtenido de www.ing.unlp.edu.ar/dquimica/paginas/catedras/iofq809/.../Ciclones.pdf

Valencia, Q. J. (2005). *Construcción de una máquina de limpieza abrasiva par el laboratorio del Instituto Tecnológico Superior Aeronáutico*. Latacunga.

Ventury. (2014). Obtenido de <http://www.colectordepolvos.com/la-velocidad-en-los-sistemas-de-coleccion-de-polvos/>

W.H.Koch and W.Licht, C. E. (Noviembre de 1977). New design approach boosts cyclone efficiency.

Wang, L. (2004). Obtenido de <http://www.miliarium.com/prontuario/MedioAmbiente/Atmosfera/Ciclon.htm>

Watanabe, T. (1990). El proceso de Granallado. pag. 18.

Wlimg. (2014). *Catálogo Wlimg*. Obtenido de <http://catalog.wlimg.com/1/1885042/full-images/sandblasting-services-1077537.jpg>

ANEXOS

Anexo 1: FICHA TÉCNICA: VÁLVULA DE COMPUERTA CLASE 150



VÁLVULAS DE COMPUERTA CLASE 150

CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO

- * Compuerta Sólida: 2" a 4"
- * Compuerta Flexible: 5" y 6"

LISTAS DE PARTES Y MATERIALES

No.	Descripción	Material Estándar
1	Cuerpo	ASTM A 216 GR WCB
2	Bonete	ASTM A 216 GR WCB
3	Compuerta	ASTM A 216 GR WCB+ 13% Cr
4	Asiento	ASTM A 515 GR 70+ ST 6
5	Vástago	ASTM A 276 Tipo 410
6	Tuerca Retén	ASTM A 108 GR 1020
7	Opresor Tuerca Retén	Acero Aleado
8	Grasera	Acero Comercial
9	Tuerca Vástago	ASTM B148 UNS C95600
10	Tornillo de ojo	Acero Aleado
11	Tuerca Tornillo de ojo	ASTM A 307
12	Brida Prensa Empaques	ASTM A 515 GR 70
13	Buje Prensa Empaques	ASTM A 108 GR 1020
14	Perno Tornillo de Ojo	Acero Aleado
15	Empaque de Vástago	Gráfito
16	Casquillo	ASTM A 276 Tipo 410
17	Junta	Gráfito/inoxidable 316
18	Espárrago	ASTM A 193 GR B7
19	Tuerca Espárrago	ASTM A 194 GR 2H
20	Volante	ASTM A 197
21	Tuerca Volante	ASTM A 108 GR 1020
22	Opresor Tuerca Volante	Acero Aleado
23*	Placa de Identificación	Acero Inoxidable

* No indicado

Figura No.	Tipo de Extremo
5202RF	Bridados cara realzada
5202RTJ	Bridados junta tipo anillo
5202WE	Soldables a tope

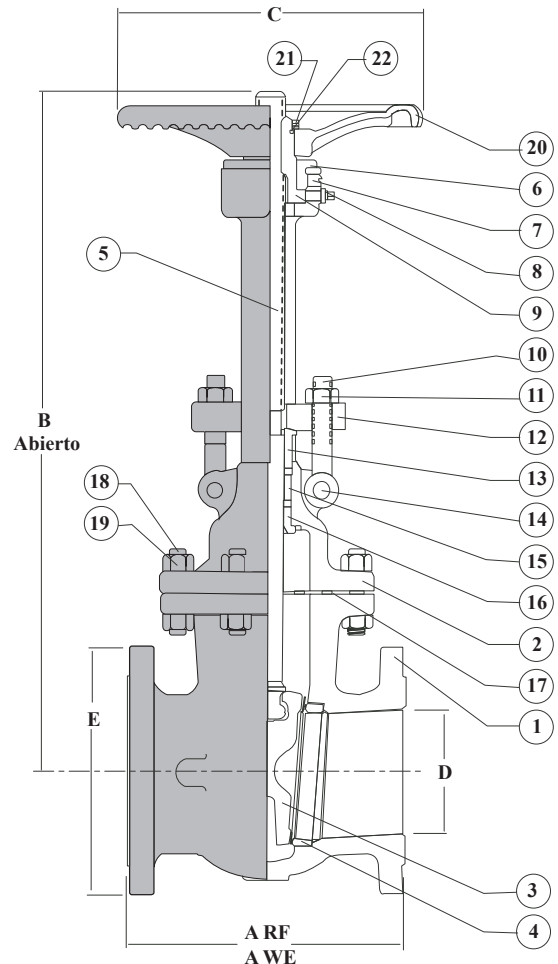


FIG. 5202 RF

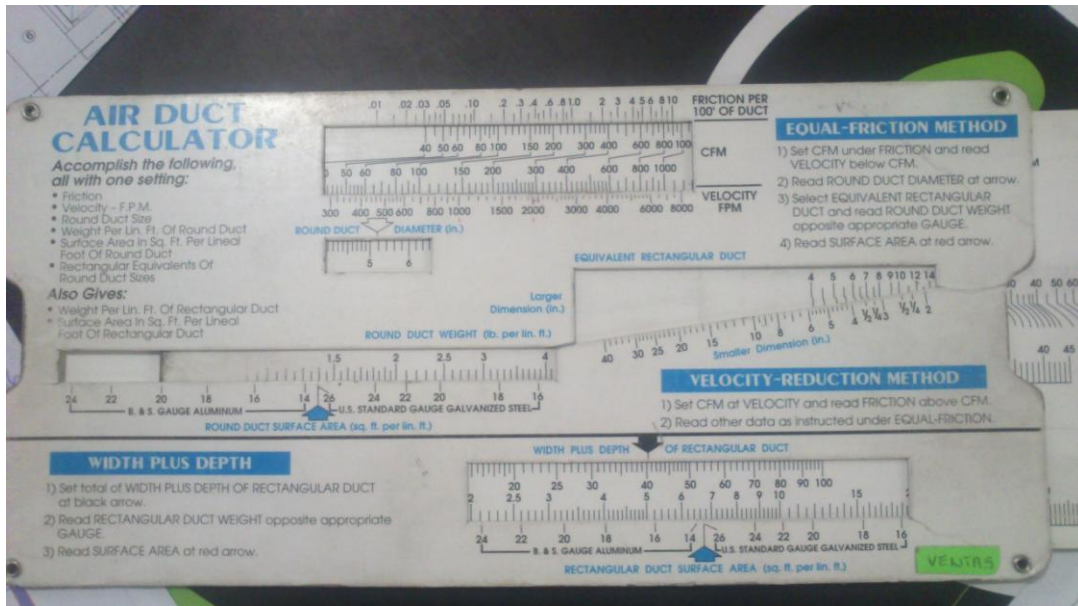
DIMENSIONES Y PESOS

D Diámetro Nominal	mm pulgadas	51 2	64 2 1/2	76 3	102 4	127 5	157 6
A (RF)	mm pulgadas	178 7	190 7 1/2	203 8	229 9	254.0 10	267 10 1/2
A (WE)	mm pulgadas	216 8 1/2	241 9 1/2	282 11 1/8	305 12	381 15	403 15 7/8
B	mm pulgadas	477.8 18 13/16	482.6 19	552.5 21 3/4	674.7 26 9/16	812.8 32	830.3 32 11/16
C	mm pulgadas	203.2 8	177.8 7	254 10	254 10	304.8 12	304.8 12
E	mm pulgadas	152 6	178 7	191 7 1/2	229 9	254 10	279 11
PESO 5202 RF	kg lb	19 42	31 68	32 70	47 104	70 154	73 161
PESO 5202 WE	kg lb	22 48	27 59	33 73	44 97	60 132	81 178

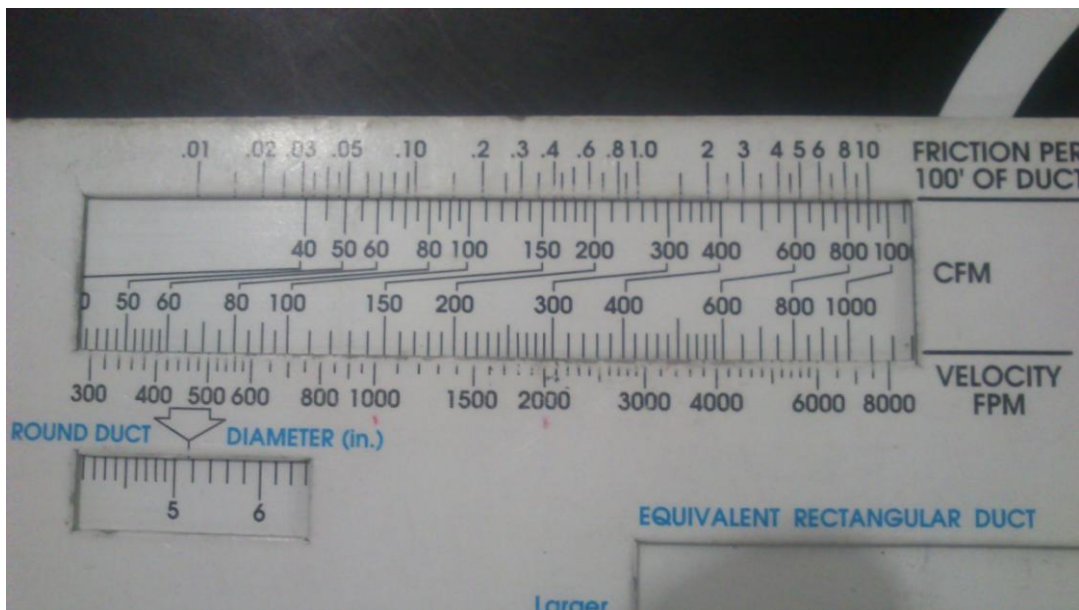
Anexo 2: DIMENSIONAMIENTO DEL DUCTO (DUCTÍMETRO)

Pasos para el diseño del ducto:

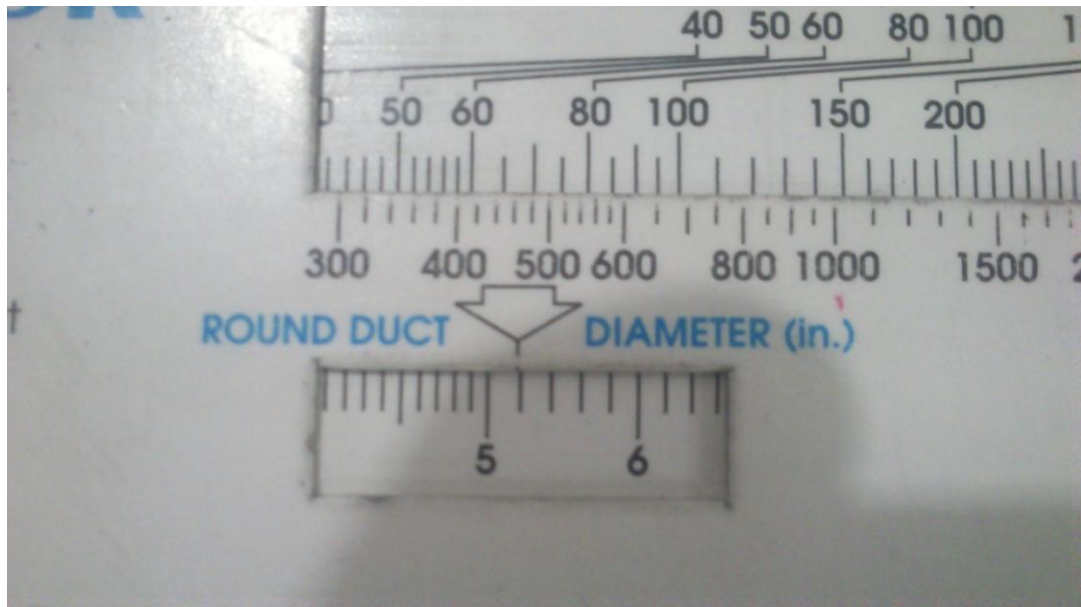
1. Se verifica que el ductímetro se encuentre en buenas condiciones y legible.



2. Se alinea la caratula de CFM vs. la velocidad de aire dentro del ducto en FPM.



3. Se toma la lectura en la caratula ROUND DUCT el diámetro sugerido del ducto en pulgadas.



Anexo 3: SEPARADOR CICLÓNICO

Incineration

$$\text{DRE} = \frac{W_{\text{in}} - W_{\text{out}}}{W_{\text{in}}} \times 100\%, \text{ where}$$

DRE = destruction and removal efficiency (%),

W_{in} = mass feed rate of a particular POHC (kg/h or lb/h), and

W_{out} = mass emission rate of the same POHC (kg/h or lb/h).

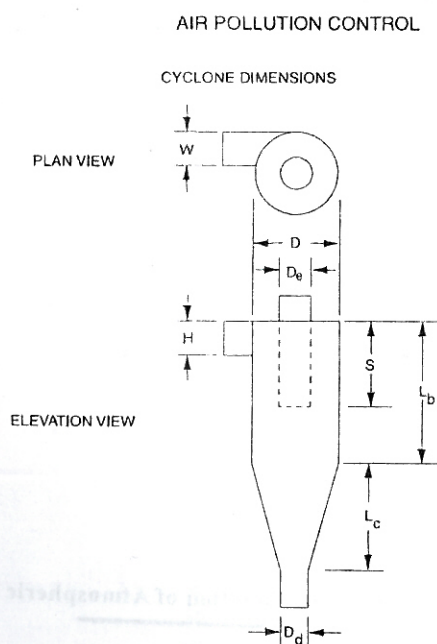
$$\text{CE} = \frac{\text{CO}_2}{\text{CO}_2 + \text{CO}} \times 100\%, \text{ where}$$

CO_2 = volume concentration (dry) of CO_2 (parts per million, volume, ppmv),

CO = volume concentration (dry) of CO (ppmv),

CE = combustion efficiency, and

POHC = principal organic hazardous contaminant.

Cyclone

Cyclone Ratio of Dimensions to Body Diameter

Dimension		High Efficiency	Conventional	High Throughput
Inlet height	H	0.44	0.50	0.80
Inlet width	W	0.21	0.25	0.35
Body length	L_b	1.40	1.75	1.70
Cone length	L_c	2.50	2.00	2.00
Vortex finder length	S	0.50	0.60	0.85
Gas exit diameter	D_e	0.40	0.50	0.75
Dust outlet diameter	D_d	0.40	0.40	0.40

Cyclone Effective Number of Turns Approximation

$$N_e = \frac{1}{H} \left[L_b + \frac{L_c}{2} \right], \text{ where}$$

N_e = number of effective turns gas makes in cyclone,

H = inlet height of cyclone (m),

L_b = length of body cyclone (m), and

L_c = length of cone of cyclone (m).

Cyclone 50% Collection Efficiency for Particle Diameter

$$d_{pc} = \left[\frac{9\mu W}{2\pi N_e v_i (\rho_p - \rho_g)} \right]^{0.5}, \text{ where}$$

d_{pc} = diameter of particle that is collected with 50% efficiency (m),

μ = viscosity of gas (kg/m-s),

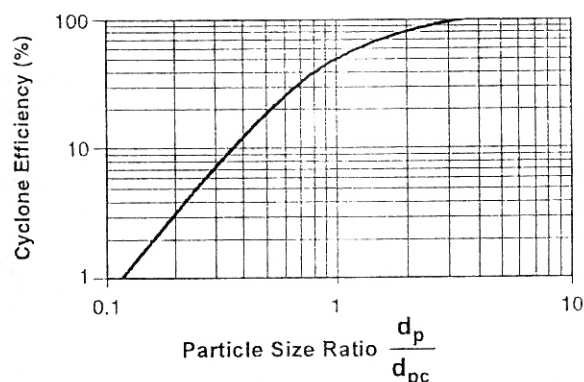
W = inlet width of cyclone (m),

N_e = number of effective turns gas makes in cyclone,

v_i = inlet velocity into cyclone (m/s),

ρ_p = density of particle (kg/m³), and

ρ_g = density of gas (kg/m³).

Cyclone Collection EfficiencyCyclone Collection (Particle Removal) Efficiency

$$\eta = \frac{1}{1 + (d_{pc}/d_p)^2}, \text{ where}$$

d_{pc} = diameter of particle collected with 50% efficiency,

d_p = diameter of particle of interest, and

η = fractional particle collection efficiency.

Bag HouseAir-to-Cloth Ratio for Baghouses

Dust	Shaker/Woven	Pulse
	Reverse Air/Woven (m ³ /min/m ²)	Jet/Felt (m ³ /min/m ²)
alumina	0.8	2.4
asbestos	0.9	3.0
bauxite	0.8	2.4
carbon black	0.5	1.5
coal	0.8	2.4
cocoa	0.8	3.7
clay	0.8	2.7
cement	0.6	2.4
cosmetics	0.5	3.0
enamel frit	0.8	2.7
feeds, grain	1.1	4.3
feldspar	0.7	2.7
fertilizer	0.9	2.4
flour	0.9	3.7
fly ash	0.8	1.5
graphite	0.6	1.5
gypsum	0.6	3.0
iron ore	0.9	3.4
iron oxide	0.8	2.1
iron sulfate	0.6	1.8
lead oxide	0.6	1.8
leather dust	1.1	3.7
lime	0.8	3.0
limestone	0.8	2.4
mica	0.8	2.7
paint pigments	0.8	2.1
paper	1.1	3.0
plastics	0.8	2.1
quartz	0.9	2.7
rock dust	0.9	2.7
sand	0.8	3.0
sawdust (wood)	1.1	3.7
silica	0.8	2.1
slate	1.1	3.7
soap detergents	0.6	1.5
spices	0.8	3.0
starch	0.9	2.4
sugar	0.6	2.1
talc	0.8	3.0
tobacco	1.1	4.0
zinc oxide	0.6	1.5

U.S. EPA OAQPS Control Cost Manual, 4th ed.,
EPA 450/3-90-006 (NTIS PB 90-169954). January
1990

Anexo 4: FÓRMULA PARA CALCULAR CFM POR EL MÉTODO DE CAMBIO DE AIRE

System Design Guidelines

Vibration Severity (cont.)

When using the Machinery Vibration Severity Chart, the following factors must be taken into consideration:

1. When using displacement measurements only filtered displacement readings (for a specific frequency) should be applied to the chart. Unfiltered or overall velocity readings can be applied since the lines which divide the severity regions are, in fact, constant velocity lines.
2. The chart applies only to measurements taken on the bearings or structure of the machine. The chart does not apply to measurements of shaft vibration.
3. The chart applies primarily to machines which are rigidly mounted or bolted to a fairly rigid foundation. Machines mounted on resilient vibration isolators such as coil springs or rubber pads will generally have higher amplitudes of vibration than those rigidly mounted. A general rule is to allow twice as much vibration for a machine mounted on isolators. However, this rule should not be applied to high frequencies of vibration such as those characteristic of gears and defective rolling-element bearings, as the amplitudes measured at these frequencies are less dependent on the method of machine mounting.

General Ventilation Design

Air Quality Method

Designing for acceptable indoor air quality requires that we address:

- Outdoor air quality
- Design of the ventilation systems
- Sources of contaminants
- Proper air filtration
- System operation and maintenance

Determine the number of people occupying the respective building spaces. Find the CFM/person requirements in Ventilation Rates for Acceptable Indoor Air Quality, page 42. Calculate the required outdoor air volume as follows:

$$\text{People} = \text{Occupancy} / 1000 \times \text{Floor Area (ft}^2\text{)}$$

$$\text{CFM} = \text{People} \times \text{Outdoor Air Requirement (CFM/person)}$$

Outdoor air quantities can be reduced to lower levels if proper particulate and gaseous air filtration equipment is utilized.

Air Change Method

Find total volume of space to be ventilated. Determine the required number of air changes per hour.

$$\text{CFM} = \text{Bldg. Volume (ft}^3\text{)} / \text{Air Change Frequency}$$

Consult local codes for air change requirements or, in absence of code, refer to "Suggested Air Changes", page 41.

Heat Removal Method

When the temperature of a space is higher than the ambient outdoor temperature, general ventilation may be utilized to provide "free cooling". Knowing the desired indoor and the design outdoor dry bulb temperatures, and the amount of heat removal required (BTU/Hr):

$$\text{CFM} = \text{Heat Removal (BTU/Hr)} / (1.10 \times \text{Temp diff})$$

General Ventilation Design

Suggested Air Changes

Type of Space	Air Change Frequency (minutes)
Assembly Halls	3-10
Auditoriums	4-15
Bakeries	1-3
Boiler Rooms	2-4
Bowling Alleys	2-8
Dry Cleaners	1-5
Engine Rooms	1-1.5
Factories (General)	1-5
Forges	1-2
Foundries	1-4
Garages	2-10
Generating Rooms	2-5
Glass Plants	1-2
Gymnasiums	2-10
Heat Treat Rooms	0.5-1
Kitchens	1-3
Laundries	2-5
Locker Rooms	2-5
Machine Shops	3-5
Mills (Paper)	2-3
Mills (Textile)	5-15
Packing Houses	2-15
Recreation Rooms	2-8
Residences	2-5
Restaurants	5-10
Retail Stores	3-10
Shops (General)	3-10
Theaters	3-8
Toilets	2-5
Transformer Rooms	1-5
Turbine Rooms	2-6
Warehouses	2-10

General Ventilation Design

Ventilation Rates for Acceptable Indoor Air Quality†

Space	Outdoor Air Required (CFM/person)	Occupancy (People/1000 ft ²)
Auditoriums	15	150
Ballrooms/Disco	25	100
Bars	30	100
Beauty Shops	25	25
Classrooms	15	50
Conference Rooms	20	50
Correctional Facility Cells	20	20
Dormitory Sleeping Rooms	15	20
Dry Cleaners	30	30
Gambling Casinos	30	120
Game Rooms	25	70
Hardware Stores	15	8
Hospital Operating Rooms	30	20
Hospital Patient Rooms	25	10
Laboratories	20	30
Libraries	15	20
Medical Procedure Rooms	15	20
Office Spaces	20	7
Pharmacies	15	20
Photo Studios	15	10
Physical Therapy	15	20
Restaurant Dining Areas	20	70
Retail Facilities	15	20
Smoking Lounges	60	70
Sporting Spectator Areas	15	150
Supermarkets	15	8
Theaters	15	150

†Adapted from ASHRAE Standard 62-1989 "Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality".

Anexo 5: TABLA DE PESOS ESPECIFICOS

LA DENSIDAD Y EL PESO ESPECIFICO

La **densidad** de una sustancia se define como el **masa** de esa sustancia por unidad de **volumen**, esto es el resultado de dividir la **masa** conocida (Kgrs) entre un **volumen** conocido (cm³).

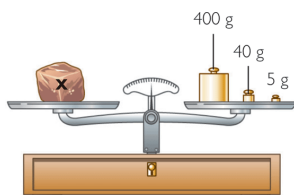
$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{Kgrs}{m^3}$$

* Aunque Kgrs/m³ es la unidad de **densidad** del Sistema Internacional, también es muy común el uso de grs/cm³.

El **peso específico** de una sustancia se define como el **peso** de esa sustancia por unidad de **volumen**, esto es el resultado de dividir un **peso** conocido (N) entre un **volumen** conocido (cm³).

$$\delta = \frac{P}{V} = \frac{N}{m^3}$$

* La unidad de **peso específico** del Sistema Internacional, es el N/m³ y en el Sistema Técnico es Kgr/m³



Existe una relación entre **densidad** y **peso específico** y es la **fuerza de la gravedad** ya que el **peso "P"** es igual a la **masa "M"** por la aceleración de la gravedad.

$$\delta = \frac{P}{V} = \frac{mg}{V} = \rho g$$

AGUNOS EJEMPLOS DE DENSIDAD Y PESO ESPECIFICO DE GASES

GAS	DENSIDAD	PESO ESPECIFICO
	Kgrs/m ³	N/m ³
HIDROGENO	0,089	0,872
HELIO	0,178	1,744
METANO	0,717	7,027
NITOGENO	1,25	12,25
AIRE	1,293	12,671
OXIGENO	1,429	14,004
DIOXIDO DE CARBONO	1,6	15,68
ARGON	1,784	17,483
PROPANO	1,83	17,934
BUTANO	2,6	25,48

AGUNOS EJEMPLOS DE DENSIDAD Y PESO ESPECIFICO DE LIQUIDOS

LIQUIDO	DENSIDAD	PESO ESPECIFICO
	grs/cm ³	N/m ³
GASOLINA	0,68	6.660
ALCOHOL ETILICO	0,78	7.640
ACETONA	0,79	7.740
PETROLEO	0,8	7.840
ETANOL	0,81	7.940
ACEITE	0,92	9.015
AGUA DESTILADA	1	9.800
CERVEZA	1,010	9.900
AGUA DE MAR	1,027	10.065
LECHE	1,03	10.100
GLICERINA	1,26	12.350
COLORFORMO	1,475	14.485
SANGRE	1,48 - 1,60	14.500-15.680
MERCURIO	13,58	133.085

LOS DATOS CONTENIDOS EN ESTA HOJA SON MERAMENTE INFORMATIVOS, Y SON EL RESULTADO DE RECOPIACION DE INFORMACION POR PARTE DE ATPP EN DIFERENTES FUENTES Y AUTORES.

ATPP NO ASUME NINGUNA RESPONSABILIDAD SOBRE LOS CALCULOS QUE SE PUEDAN REALIZAR UTILIZANDO DATOS CONTENIDOS EN ESTA FICHA TECNICA INFORMATIVA, INDEPENDIENTEMENTE DE QUE SEAN DERIVADOS DE ERRORES TIPOGRAFICOS O INEXACTITUDES DE LOS DATOS.

AGUNOS EJEMPLOS DE DENSIDAD Y PESO ESPECIFICO DE SOLIDOS

SOLIDO	DENSIDAD	PESO ESPECIFICO
	grs/cm ³	N/m ³
POLIURETANO	0,04	392
CORCHO	0,24	2.350
PINO	0,31 - 0,76	3.040-7.450
HAYA	0,66 - 0,83	6.470-8.135
ENCINA	0,69 - 1,03	6.760-10.100
ROBLE	0,81 - 1,07	7.940-10.485
HIELO	0,92	9.015
CAUCHO	0,95	9.310
MAGNESIO	1,74	17.050
LADRILLOS	1,84	18.030
ALABASTRO	2,3	22.540
HORMIGON	2,4 - 2,5	23.520-24.500
VIDRIO	2,5	24.500
CUARZO	2,5 - 2,8	24.500-27.440
MARMOL ORDINARIO	2,5 - 2,85	24.500-27.930
GRANITO	2,51 - 3,05	24.600-29.890
ALUMINIO	2,7	26.460
DIAMANTE	3,52	34.496
ESTAÑO	7,31	71.640
BRONCE	7,4	72.520
ACERO	7,85	76.930
HIERRO	7,87	77.165
LATON	8,6	84.280
COBRE	8,96	87.810
PLATA	10,50	102.900
PLOMO	11,34	111.130
URANIO	19,05	186.690
ORO	19,3	189.140
PLATINO	21,45	210.700

+34 933 396 203

Nuevos tiempos, nuevos conceptos

Ofrecemos servicios, aportamos soluciones

Nuestro objetivo, su solución

www.ATPPLLEAL.com

C. PALAUTORDERA 36
POL. IND. CAN PRAT
08450 LLINARS DEL VALLES

APARTADO DE CORREOS 14074
08080 · BARCELONA · SPAIN

OFICINATECNICA@ATPPLLEAL.COM

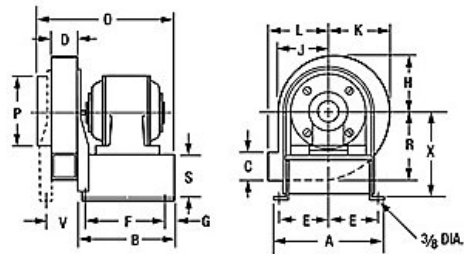
**Anexo 6: FICHA TÉCNICA: VENTILADOR D/D
w/Motor, 115/230 V**

Ventilación / HVAC y Refrigeración \ Sopladoras \ Sopladoras Radiales con Transmisión Directa \ D/D Blower w/ Motor,115/230 V

Ver Familia de Productos

Compartir Este Producto Imprimir

Ventilador D/D w / Motor, 115/230 V DAYTON



Precio: \$949.00 / cada uno

Entrega única

Auto-Reordenar Cada 1 Meses

1 Añadir + Agregar a Lista

Exist. Normal

★★★★★ Escribe la primera reseña | Pregunta y Respuesta

Artículo # 7AT98 Mod. Fab. # 7AT98 UNSPSC # 40101601
Página de Catálogo # 4168 Peso del Envío 78.85 lb

Pais de Origen USA | El Pais de Origen está sujeto a cambios.

¿Cómo podemos mejorar nuestras Imágenes de Productos?

Comparar

Especificaciones Técnicas

Artículo	Sopladora de Alta Presión	RPM del Motor	3460
Tipo	Con Motor	Carcasa de Motor	Abierto a Prueba de Goteo
Diám. de Rueda (in)	12-1/2	Marco del Motor	145T
PCM @ 1.000 Pulg SP	1127	Diám. del Eje (In)	7/8
PCM @ 2.000 Pulg SP	1071	Altura (In)	18-7/8
PCM @ 3.000 Pulg SP	1014	Ancho (In)	18-5/8
PCM @ 4.000 Pulg SP	953	Profundidad (in)	17
PCM @ 5.000 Pulg SP	888	Diámetro de Entrada (In)	7
PCM @ 6.000 Pulg SP	817	Altura de Descarga (In)	5
PCM @ 7.000 Pulg SP	736	Ancho de Descarga (In)	4
PCM @ 8.000 Pulg SP	638	Ancho de la Rueda (In)	3
dBA @ 5 Pies	90	Diámetro Interior (In)	7/8
Temperatura Máxima de Entrada (Grados F)	180	RPM del Soplador	3475
Temperatura Ambiente Máxima (F)	104	Rotación	CW
Voltaje	115/230	Material de la Carcasa	Acero
Fase	1	Acabado de la Carcasa	Epoxi-poliester gris

Hz	60	Material de la Rueda	Aluminio
Amperios a Carga Completa	25.0/12.5	Ensamblado/Sin Ensamblar	Sin ensamblar
HP del Motor	3	Cumplimiento con la Agencia	AMCA AIR

Anexo 7: NORMAS ASHRAE: CAPÍTULO 32

CHAPTER 32

INDUSTRIAL LOCAL EXHAUST

<i>Local Exhaust Fundamentals</i>	32.2
<i>Air Movement in Vicinity of Local Exhaust</i>	32.3
<i>Other Local Exhaust System Components</i>	32.6
<i>Operation</i>	32.9

INDUSTRIAL exhaust ventilation systems collect and remove airborne contaminants consisting of particulate matter (dusts, fumes, smokes, fibers), vapors, and gases that can create a hazardous, unhealthy, or undesirable atmosphere. Exhaust systems can also salvage usable material, improve plant housekeeping, and capture and remove excessive heat or moisture. Often, industrial ventilation exhaust systems are considered life-safety systems and can contain hazardous gases and/or particles. Industrial exhaust systems also have to comply with ANSI/ASHRAE *Standard* 62.1 and other standards as required [e.g., by the National Fire Protection Agency (NFPA)].

Special Warning: Certain industrial spaces may contain flammable, combustible and/or toxic concentrations of vapors or dusts under either normal or abnormal conditions. In spaces such as these, there are life safety issues that this chapter may not completely address. Special precautions must be taken in accordance with requirements of recognized authorities such as the National Fire Protection Association (NFPA), Occupational Safety and Health Administration (OSHA), and American National Standards Institute (ANSI). In all situations, engineers, designers, and installers who encounter conflicting codes and standards must defer to the code or standard that best addresses and safeguards life safety.

Local Exhaust Versus General Ventilation

Local exhaust ventilation systems can be the most performance-effective and cost-effective method of controlling air pollutants and excessive heat. For many operations, capturing pollutants at or near their source is the only way to ensure compliance with occupational exposure limits that are measured within the worker's breathing zone. When properly designed, local exhaust ventilation optimizes ventilation exhaust airflow, thus optimizing system acquisition costs associated with equipment size and operating costs associated with energy consumption and makeup air tempering.

In some industrial ventilation designs, the emphasis is on filtering air captured by local exhausts before exhausting it to the outdoors or returning it to the production space. As a result, these systems are evaluated according to their filter efficiency or total particulate removal. However, if an insufficient percentage of emissions are captured, the degree of air-cleaning efficiency sometimes becomes irrelevant.

For a process exhaust system in the United States, the design engineer must verify if the system is permitted by the 1990 Clean Air Act. For more information, see the Environmental Protection Agency's Web site (www.epa.gov).

The pollutant-capturing efficiency of local ventilation systems depends on hood design, the hood's position relative to the source of contamination, temperature of the source being exhausted, and the induced air currents generated by the exhaust airflow. Selection and positioning of the hood significantly influence initial and operating costs of both local and general ventilation systems. In addition,

poorly designed and maintained local ventilation systems can cause deterioration of building structures and equipment, negative health effects, and decreased worker productivity.

No local exhaust ventilation system is 100% effective in capturing pollutants and/or excess heat. In addition, installation of local exhaust ventilation system may not be possible in some circumstances, because of the size, mobility, or mechanical interaction requirements of the process. In these situations, general ventilation is needed to dilute pollutants and/or excess heat (where pollutants are toxic or present a health risk to workers, local exhaust is required; dilution ventilation should be avoided). Air supplied by the general ventilation system is usually conditioned (heated, humidified, cooled, etc.). Supply air replaces air extracted by local and general exhaust systems and improves comfort conditions in the occupied zone.

Chapter 11 of the 2009 *ASHRAE Handbook—Fundamentals* covers definitions, particle sizes, allowable concentrations, and upper and lower explosive limits of various air contaminants. Chapter 31 of this volume, Goodfellow and Tahti (2001), and Chapter 4 of *Industrial Ventilation: A Manual of Recommended Practice for Design* (American Conference of Governmental Industrial Hygienists [ACGIH] 2007) detail steps to determine air volumes necessary to dilute contaminant concentration using general ventilations.

Sufficient makeup air must be provided to replace air removed by the exhaust system. If replacement air is insufficient, building pressure becomes negative relative to atmospheric pressure and allows air to infiltrate through open doors, window cracks, and backfeed through combustion equipment vents. A negative pressure as little as 12 Pa can cause drafts and might cause backdrafts in combustion vents, thereby creating a potential health hazard. From the sustainability perspective, a negative plant static pressure can also result in excessive energy use. If workers near the plant perimeter complain about cold drafts, unit heaters are often installed. Heat from these units often is drawn into the plant interior, overheating the interior. Too often, this overheating is addressed by exhausting more air from the interior, causing increased negative pressure and more infiltration. Negative plant pressure reduces the exhaust volumetric flow rate because of increased system resistance, which can also decrease local exhaust efficiencies or require additional energy to overcome the increased resistance. Wind effects on building balance may also play a role, and are discussed in Chapter 24 of the 2009 *ASHRAE Handbook—Fundamentals*.

Positive-pressure plants and balanced plants (those with equal exhaust and replacement air rates) use less energy. However, if there are clean and contaminated zones in the same building, the desired airflow direction is from clean to dirty, and zone boundary construction and pressure differentials should be designed accordingly.

Exhaust system discharge may be regulated under various federal, state, and local air pollution control regulations or ordinances. These regulations may require exhaust air treatment before discharge to the atmosphere. Chapter 29 of the 2008 *ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment* provides guidance and recommendations for discharge air treatment.

The preparation of this chapter is assigned to TC 5.8, Industrial Ventilation Systems.

LOCAL EXHAUST FUNDAMENTALS

System Components

Local exhaust ventilation systems typically consist of the following basic elements:

- Hood to capture pollutants and/or excessive heat
- Ducted system to transport polluted air to air cleaning device or building exhaust
- Air-cleaning device to remove captured pollutants from the airstream for recycling or disposal
- Air-moving device (e.g., fan or high-pressure air ejector), which provides motive power to generate the hood capture velocity plus overcome exhaust ventilation system resistance
- Exhaust stack, which discharges system air to the atmosphere

System Classification

Contaminant Source Type. Knowledge of the process or operation is essential before a local exhaust hood system can be designed.

Hood Type. Exhaust hoods are typically round, rectangular, or slotted to accommodate the geometry of the source. Hoods are either enclosing or nonenclosing (Figure 1). **Enclosing hoods** provide more effective and economical contaminant control because their exhaust rates and the effects of room air currents are minimal compared to those for nonenclosing hoods. Hood access openings for inspection and maintenance should be as small as possible and out of the natural path of the contaminant. Hood performance (i.e., how well it captures the contaminant) should ideally be verified by an industrial hygienist.

A **nonenclosing hood** can be used if access requirements make it necessary to leave all or part of the process open. Careful attention must be paid to airflow patterns and capture velocities around the process and hood (under dynamic conditions) and to the process characteristics to make nonenclosing hoods effective. The use of moveable baffles, curtains, strip curtains, and brush seals may allow the designer to increase the level of enclosure without interfering with the work process. The more of the process that can be enclosed, the less exhaust airflow required to control the contaminant(s).

System Mobility. Local exhaust systems with nonenclosing hoods can be **stationary** (i.e., having a fixed hood position), **moveable**, **portable**, or **built-in** (into the process equipment). Moveable hoods are used when process equipment must be accessed for repair and loading and unloading of materials (e.g., in electric ovens for melting steel).

The portable exhaust system shown in Figure 2 is commonly used for temporary exhausting of fumes and solvents in confined spaces or during maintenance. It has a built-in fan and filter and an

exhaust hood connected to a flexible hose. Built-in local exhaust systems are commonly used to evacuate welding fumes, such as hoods built into stationary or turnover welding tables. Lateral exhaust hoods, which exhaust air through slots on the periphery of open vessels, such as those used for galvanizing metals, are another example of built-in local exhaust systems.

Effectiveness of Local Exhaust

The most effective hood design uses the minimum exhaust airflow rate to provide maximum contaminant control without compromising operator capability to complete the work task. **Capture effectiveness** should be high, but it is difficult and costly to develop hoods with efficiencies approaching 100%. Makeup air supplied by general ventilation to replace exhausted air can dilute contaminants that are not captured by the hood. Enclosing more of the process reduces the need to protect against contaminant escape through crossdrafts, convective currents, or process-generated contaminant momentum. In turn, this reduces the exhaust airflow required to control the contaminant(s).

Capture Velocity. Capture velocity is the air velocity required to entrain contaminants at the point of contaminant generation upstream of a hood. The contaminant enters the moving airstream near the point of generation and is carried along with the air into the hood. Designers use a designated capture velocity V_c to determine a volumetric flow rate to draw air into the hood. Table 1 shows ranges of capture velocities for several industrial operations. These figures are based on successful experience under ideal conditions. Once capture velocity upstream of the hood and hood position relative to the source are known, then the hood flow rate can be determined for the particular hood design. Velocity distributions for specific hoods must be known or determined.

Hood Volumetric Flow Rate. For a given hood configuration and capture velocity, the exhaust volumetric flow rate (the airflow rate that allows contaminant capture) can be calculated as

$$Q_o = V_o A_o \quad (1)$$

where

Q_o = exhaust volumetric flow rate, m^3/s

V_o = average air velocity in hood opening that ensures capture velocity at point of contaminant release, m/s

A_o = hood opening area, m^2

Low face velocities require that supply (makeup) air be as uniformly distributed as possible to minimize the effects of room air currents. This is one reason replacement air systems must be designed with exhaust systems in mind. Air should enter the hood

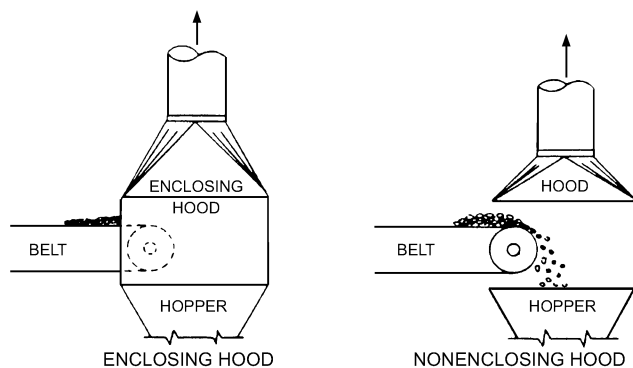


Fig. 1 Enclosing and Nonenclosing Hoods

(Adapted from ACGIH®, *Industrial Ventilation: A Manual of Recommended Practice*, 27th ed. Copyright 2010. Reprinted with permission.)

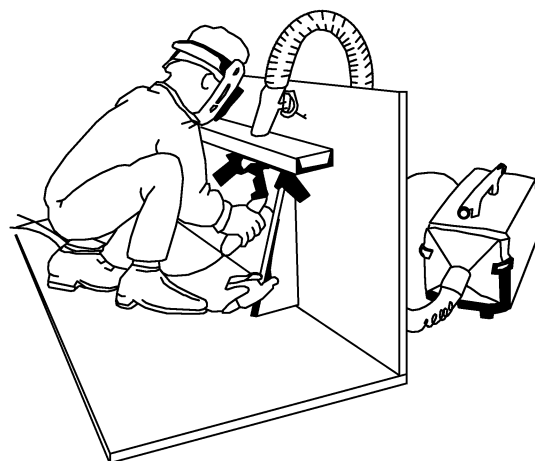


Fig. 2 Portable Fume Extractor with Built-in Fan and Filter

Table 1 Range of Capture (Control) Velocities

Condition of Contaminant Dispersion	Examples	Capture Velocity, m/s
Released with essentially no velocity into still air	Evaporation from tanks, degreasing, plating	0.25 to 0.5
Released at low velocity into moderately still air	Container filling, low-speed conveyor transfers, welding	0.5 to 1.0
Active generation into zone of rapid air motion	Barrel filling, chute loading of conveyors, crushing, cool shakeout	1.0 to 2.5
Released at high velocity into zone of very rapid air motion	Grinding, abrasive blasting, tumbling, hot shakeout	2.5 to 10

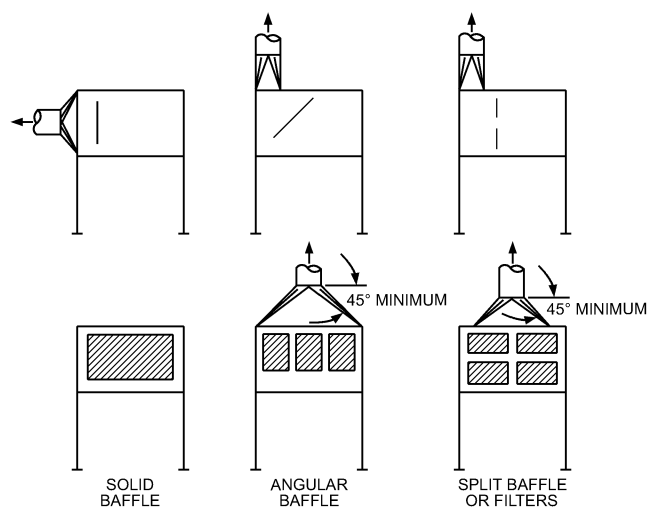
Note: In each category above, a range of capture velocities is shown. The proper choice of values depends on several factors (Alden and Kane 1982):

Lower End of Range

1. Room air currents favorable to capture
2. Contaminants of low toxicity or of nuisance value only
3. Intermittent, low production
4. Large hood; large air mass in motion

Upper End of Range

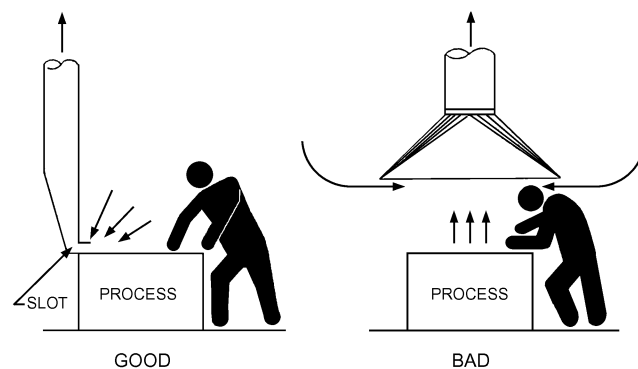
1. Distributing room air currents
2. Contaminants of high toxicity
3. High production, heavy use
4. Small hood; local control only

**Fig. 3 Use of Interior Baffles to Ensure Good Air Distribution**

uniformly. Hood flanges, side baffles, and interior baffles are sometimes necessary (Figure 3).

Airflow requirements for maintaining effective capture velocity at a contaminant source also vary with the distance between the source and hood. Chapter 6 of ACGIH (2007) provides methodology for estimating airflow requirements for specific hood configurations and locations relative to the contaminant source.

Airflow near the hood can be influenced by drafts from supply air jets (spot cooling jets) or by turbulence of the ambient air caused by jets, upward/downward convective flows, moving people, mobile equipment, and drafts from doors and windows. Process equipment may be another source of air movement. For example, high-speed rotating machines such as pulverizers, high-speed belt material transfer systems, falling granular materials, and escaping compressed air from pneumatic tools all produce air currents. These factors can significantly reduce the capturing effectiveness of local exhaust systems and should be accounted for in the exhaust system design.

**Fig. 4 Influence of Hood Location on Contamination of Air in the Operator's Breathing Zone**

(Adapted from ACGIH®, *Industrial Ventilation: A Manual of Recommended Practice*, 27th ed. Copyright 2010. Reprinted with permission.)

Exhausted air may contain combustible pollutant/air mixtures. If it does, the amount by which the exhaust airflow rate should be increased to dilute combustible mixture must be verified to meet the requirements of National Fire Protection Association (NFPA) *Standard 86*.

Principles of Hood Design Optimization

Numerous studies of local exhaust systems and common practices have led to the following hood design principles:

- Hood location should be as close as possible to the source of contamination.
- The hood opening should be positioned so that it causes the contaminant to deviate the least from its natural path.
- The hood should be located so that the contaminant is drawn away from the operator's breathing zone.
- Hood size must be the same as or larger than the cross section of flow entering the hood. If the hood is smaller than the flow, a higher volumetric flow rate is required.
- Worker position with relation to contaminant source, hood design, and airflow path should be evaluated based on the principles given in Chapters 6 and 13 of ACGIH (2007).
- Canopy hoods (Figure 4) should not be used where the operator must bend over a tank or process (ACGIH 2007).

AIR MOVEMENT IN VICINITY OF LOCAL EXHAUST

Air capture velocities in front of the hood opening depend on the exhaust airflow rate, hood geometry, distance from hood face and surfaces surrounding the hood opening. Figure 5 shows velocity contours for an unflanged round duct hood. Studies have established the similarity of velocity contours (expressed as a percentage of the hood entrance velocity) for hoods with similar geometry (Dalla-Valle 1952). Figure 6 shows velocity contours for a rectangular hood with an **aspect ratio** (width divided by length) of 0.333. The profiles are similar to those for the round hood but are more elongated. If the aspect ratio is lower than about 0.2 (0.15 for flanged openings), the flow pattern in front of the hood changes from approximately spherical to approximately cylindrical. Velocity decreases rapidly with distance from the hood.

The design engineer should consider side drafts and other sources of air movement close to the capture area of a local exhaust hood. Caplan and Knutson (1977, 1978) found that air movement in front of laboratory hoods can cause contaminants to escape from the hood and into the operator's breathing zone. In industrial applications, it is common to see large fans blowing air onto workers who

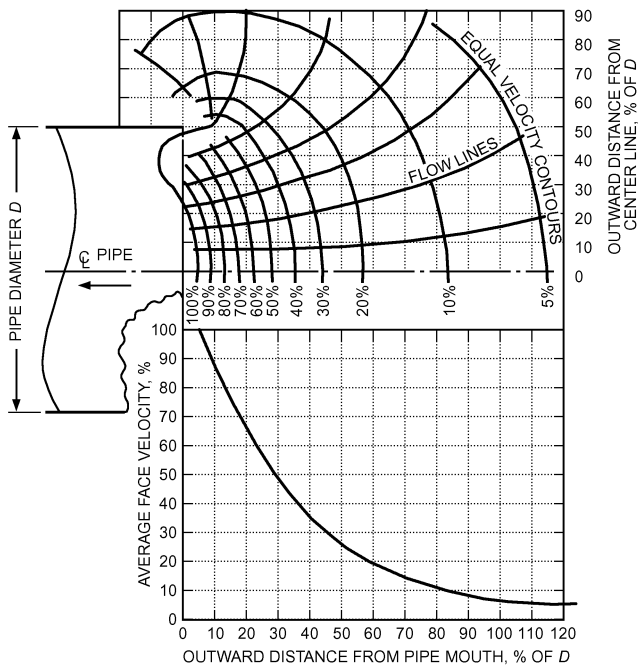


Fig. 5 Velocity Contours for Plain Round Opening
(Alden and Kane 1982; used by permission)

are located in front of an exhaust hood. This can render the local exhaust hood ineffective to the point that no protection is provided for the worker and/or their adjacent co-workers.

Pressure Loss in Hoods and Ducts

A vena contracta forms in the entrance of the hood or duct and produces a pressure loss, which can be described using pressure loss coefficient C_o or a static pressure entry loss (ACGIH 2007). When air enters a hood, the pressure loss, called **hood entry loss**, may have several components, depending on the hood's complexity. Simple hoods usually have a single pressure loss coefficient specified, defined as

$$C_L = \sqrt{\frac{P_v}{P_{s,h}}} \quad (2)$$

where

C_L = loss factor depending on hood type and geometry, dimensionless

$P_v = \rho V^2/2$, dynamic pressure inside duct (constant in duct after vena contracta), Pa, where ρ is air density, kg/m^3

$P_{s,h}$ = static pressure in hood duct because of velocity pressure increase and hood entry loss, Pa

More information on loss factors and the design of exhaust ductwork is in Chapter 21 of the 2009 *ASHRAE Handbook—Fundamentals*, ACGIH (2007), and Brooks (2001).

The loss coefficient C_L is different from the hood entry loss coefficient. The entry loss coefficient C_o relates duct total pressure loss to duct velocity pressure. From Bernoulli's equation, hood total pressure is approximately zero at the entrance to the hood, and therefore the static pressure is equal to the negative of the velocity pressure:

$$P_s = -P_v \quad (3)$$

Static pressure in the hood/duct is the static pressure (velocity pressure) plus the head loss, which is expressed as a fraction of the velocity pressure, as

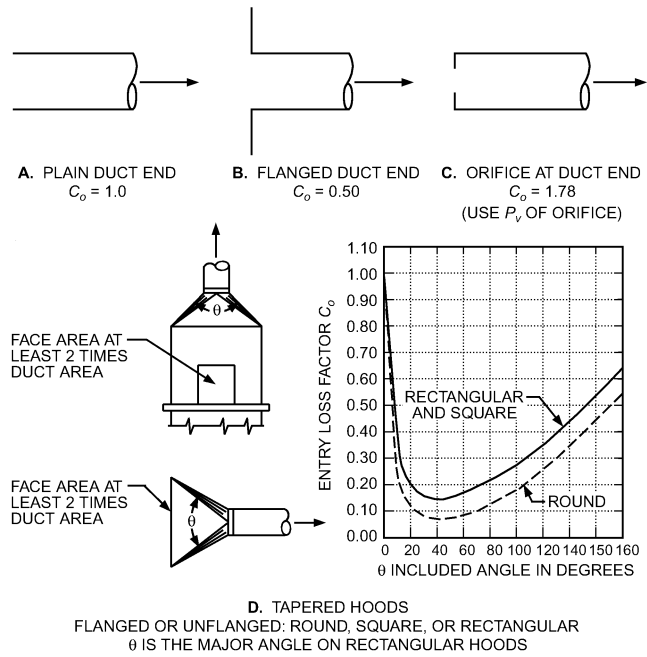


Fig. 7 Entry Losses for Typical Hoods

$$P_{s,h} = P_v + C_o P_v \quad (4)$$

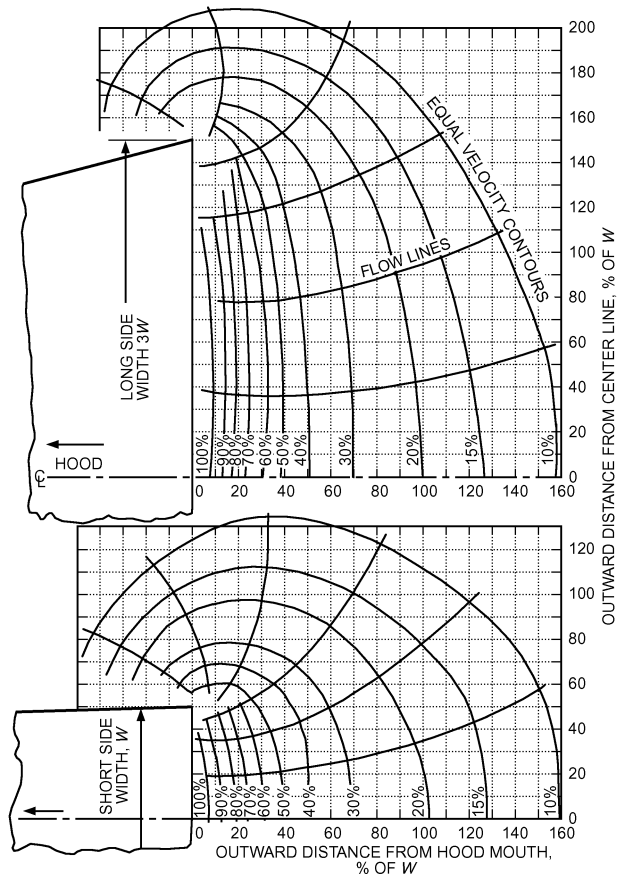


Fig. 6 Velocity Contours for Plain Rectangular Opening with Sides in a 1:3 Ratio
(Alden and Kane 1982; used by permission)

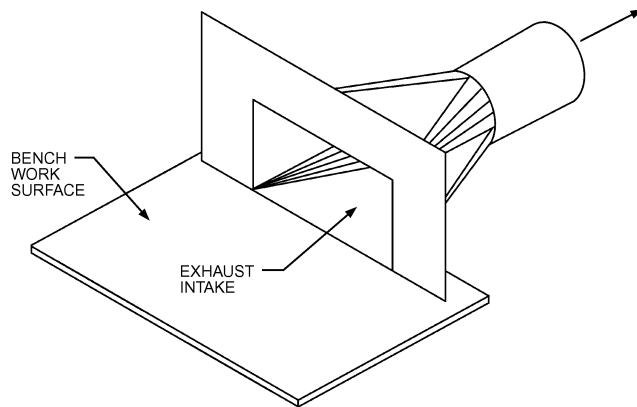


Fig. 8 Hood on Bench

Rearranged, the hood/duct static pressure $P_{s,h}$ (hood suction) for hoods is

$$P_{s,h} = (1 + C_o)P_v \quad (5)$$

and the change in total pressure is

$$\Delta P_t = P_{s,h} - P_v = C_o P_v \quad (6)$$

Loss coefficients C_o for various hood shapes are given in Figure 7. For tapered hoods, Figure 5 shows that the optimum hood entry angle to minimize entry loss is 45° , but this may be impractical in many situations because of the required transition length. A 90° angle, with a corresponding loss factor of 0.25 (for rectangular openings), is typical for many tapered hoods.

Example 1. A nonenclosing side-draft flanged hood (Figure 8) with face dimensions of 0.45 by 1.2 m rests on the bench. The required volumetric flow rate is $0.74 \text{ m}^3/\text{s}$. The duct diameter is 230 mm; this gives a duct velocity of 17.6 m/s. The hood is designed such that the largest angle of transition between the hood face and the duct is 90° . What is the suction pressure (static pressure) for this hood? Assume air density at 22°C .

Solution: The two transition angles cannot be equal. Whenever this is true, the larger angle is used to determine the loss factor from Figure 7. Because the transition piece originates from a rectangular opening, the curve marked “rectangular” must be used. This corresponds to a loss factor of 0.25. The duct velocity pressure is

$$P_v = \frac{\rho V^2}{2} = \frac{(1.19)(17.6)^2}{2} = 184 \text{ Pa}$$

From Equation (5),

$$P_{s,h} = (1 + 0.25)(184) = 230 \text{ Pa}$$

Compound Hoods. Losses for multislot hoods (Figure 9) or single-slot hoods with a plenum (compound hoods) must be analyzed somewhat differently. The slots distribute air over the hood face and do not influence capture efficiency. Slot velocity should be approximately 10 m/s to provide required distribution at minimum energy cost; plenum velocities are typically 50% of slot velocities (approximately 5 m/s). Higher velocities dissipate more energy and can cause hot spots in the face of the hood.

Losses occur when air passes through the slot and when air enters the duct. Because the velocities, and therefore the velocity pressures, can be different at the slot and at the duct entry locations, the hood suction must reflect both losses and is given by

$$P_{s,h} = P_v + (C_o P_v)_s + (C_o P_v)_d \quad (7)$$

where the first P_v is generally the higher of the two velocity pressures, s refers to the slot, and d refers to the duct entry location.

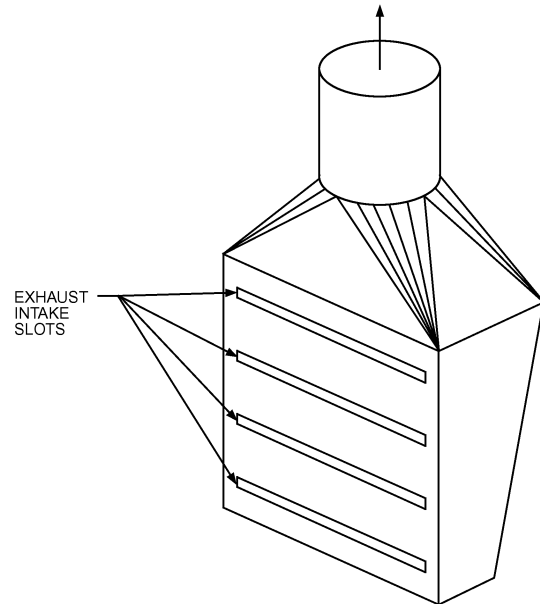


Fig. 9 Multislot Nonenclosing Hood

Example 2. A multislot hood has three slots, each 25 by 1000 mm. At the top of the plenum is a 90° transition into the 250 mm duct. The volumetric flow rate required for this hood is $0.78 \text{ m}^3/\text{s}$. Determine the hood suction (static pressure). Assume air density at 22°C .

Solution: The slot velocity V_s is

$$V_s = \frac{Q}{A} = \frac{0.78}{(3)(0.025)(1)} = 10.4 \text{ m/s}$$

which is near the minimum slot velocity of 10 m/s. Substituting this velocity,

$$P_v = \frac{\rho V^2}{2} = \frac{(1.19)(10.4)^2}{2} = 64.4 \text{ Pa}$$

The duct area is 0.0491 m^2 . Therefore, duct velocity and velocity pressure are

$$V_d = Q/A$$

$$V_d = \frac{0.78}{0.0491} = 15.9 \text{ m/s}$$

Substituting this velocity,

$$P_v = \frac{(1.19)(15.9)^2}{2} = 150.4 \text{ Pa}$$

For a 90° transition into the duct, the loss factor is 0.25. For the slots, the loss factor is 1.78 (Figure 7). The duct velocity pressure is added to the sum of the two losses because it is larger than the slot velocity pressure. Using Equation (7),

$$P_{s,h} = 150.4 + (1.78)(65) + (0.25)(150.4) = 303.7 \text{ Pa}$$

Exhaust volume requirements, minimum duct velocities, and entry loss factors for many specific operations are given in Chapter 13 of ACGIH (2007).

Overhead Canopy Hoods

If a hot work process cannot be completely enclosed, a canopy hood should be placed above the process so that the contaminant convectively moves toward the hood. Canopy hoods should be applied and designed with caution to avoid drawing contaminants across the operator's breathing zone (see Figure 4). The hood's height above the process should be minimized to reduce total

exhaust airflow rate. Efficiencies in ventilation capture can be gained when ventilating heated processes with canopy hoods, because heated air naturally moves upward due to its reduced density (i.e., buoyancy). Canopy hoods are most effective when contaminant is released over a well-defined area, and the contaminant is entrained in the rising, buoyant plume. Room cross-drafts can substantially deflect the rising plume when it is created by a low-temperature process, or when cross-drafts are greater than 0.25 m/s between the process and the canopy inlet. When determining proper hood selection and design parameters, careful consideration should be given to process information, such as required worker access to the process, process-related material movement within the plume, and the hazard potential of the contaminants associated with the process.

Canopy hoods without side walls are the least effective and efficient method of controlling hot process plumes. The limitation of any hood design with distance between the hood face and surface of the source is the ability of cross-drafts to interfere with capturing contaminants rising from the hot process. Where cross-drafts greater than 0.25 m/s are present, hood designs should include side walls. At a minimum, one side wall should be included in the hood design on the side of the process where the cross-draft originates (upstream side).

Canopy Hoods with Sidewalls

When side walls are included, or when the process is close to a structural wall, the plume may attach to the wall. In this event, the plume entrainment volume is reduced compared to that in an unbounded plume, and the resulting flow in the plume is reduced to half the flow of an unbounded plume. If there are two walls attached at a right angle, the flow is reduced to 1/4 of the unbounded plume flow (Nielsen 1993).

Low Canopy Hoods

Whenever the distance between a canopy hood and the hot source is within 0.9 m or the source diameter, whichever is smaller, this hood is considered to be a low canopy hood. Its close proximity to the source does not allow sufficient time for the plume to expand; thus, the diameter or cross section of the hot air column is approximately the same as the source. Under this design scenario, the diameter or side dimensions of the hood need only be about 0.3 m larger than the source diameter at its widest cross-section (Hemeon 1963, 1999). For rectangular sources, rising plumes may be better controlled if the hood shape reflects that of the source. In this circumstance, perform the hood airflow and design calculations as for a circular source, once for the length and once for the width dimensions.

High Canopy Hood Use as Redundant Control Measure

The high canopy hood without side walls is the least favorable canopy design. The design can be used as a redundant measure for controlling large-volume process plumes. High canopy hoods are not recommended as a primary control measure for heated processes, because of the large volumes of air displaced to remove pollutants from the workplace. For example, arc furnace charging has a limited duration, and restricted canopy hood use while the furnace is being charged reduces the required volume of replacement air. Ideally, high canopy hood faces without walls should be round, because rising air from point sources and compact shapes (i.e., not line sources) becomes circular in cross section as it rises (Bill and Gebhart 1975). This occurs because turbulence sweeps the plume edges inward to a minimal volume. However, it is more cost-effective to manufacture and install square or rectangular hoods. Baffles are recommended at the face of rectangular canopy hoods to approximate the area of a round hood face.

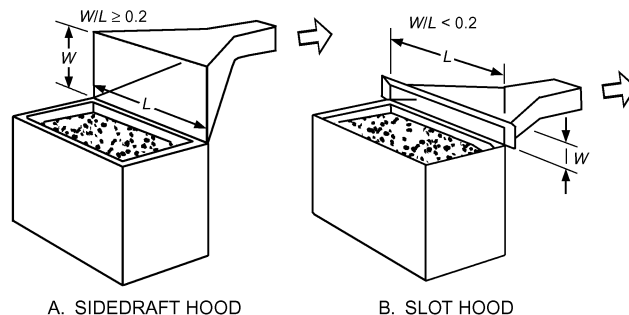


Fig. 10 Sidedraft Hood and Slot Hood on Tank

Ventilation Controls for Large-Scale Hot Processes

Equations to approximate the velocity, area, and volumetric flow of rising air above a large-scale cylindrical heated process with excess air temperatures ($\Delta T < 92^\circ\text{C}$) are available from several sources (ACGIH 2007; Goodfellow 1985; Hemeon 1963, 1999; U.S. Public Health Service 1973). These equations derive from compilation of empirical research by Hemeon and others, and are useful for traditional large-scale, high-temperature processes (e.g., arc furnaces, tapping operations).

Ventilation Controls for Small-Scale Hot Processes

New equations to approximate the velocity, area, and volumetric flow of the rising air above a small-scale heated process have been developed, and validated within a range of excess air temperatures ($-17^\circ\text{C} < \Delta T < 12^\circ\text{C}$) (McKernan and Ellenbecker 2007; McKernan et al. 2007a, 2007b). These equations are based on modern research applicable to designing engineering controls for heated processes, as well as historic work by Hemeon and others (Goodfellow 1985; Hemeon 1963, 1999; U.S. Public Health Service 1973). They are particularly useful for approximating the volumetric flow from discrete low-temperature sources. The historic equations of Hemeon and others continue to be useful for the traditional large-scale, high temperature processes (e.g., arc furnaces, tapping operations).

Sidedraft Hoods

Sidedraft hoods typically draw contaminant away from the operator's breathing zone. With a buoyant source, a sidedraft hood requires a higher exhaust volumetric flow rate than a low canopy hood. If a low canopy hood restricts the work process, a sidedraft hood may be more cost-effective than a high canopy hood. Examples of sidedraft hoods include multislotting "pickling" hoods near welding benches (Figure 9) and slot hoods on tanks (Figure 10).

OTHER LOCAL EXHAUST SYSTEM COMPONENTS

Duct Design and Construction

Duct Considerations. The second component of a local exhaust ventilation system is the duct through which contaminated air is transported from the hood(s). Round ducts are preferred because they (1) offer more uniform velocity to resist settling of material, (2) can withstand the higher static pressures normally found in industrial exhaust systems, and (3) are easier to seal. When design limitations require rectangular or flat oval ducts, the aspect ratio (height-to-width ratio) should be as close to unity as possible.

Minimum transport velocity is the velocity required to transport particles without settling. Table 2 lists some generally accepted transport velocities as a function of the nature of the contaminants (ACGIH 2007). The values listed are typically higher than theoretical and experimental values to account for (1) damage to ducts, which increases system resistance and reduces volumetric flow and duct velocity; (2) duct leakage, which tends to decrease velocity in

Table 2 Contaminant Transport Velocities

Nature of Contaminant	Examples	Minimum Transport Velocity, m/s
Vapor, gases, smoke	All vapors, gases, smoke	Usually 5 to 10
Fumes	Welding	10 to 13
Very fine light dust	Cotton lint, wood flour, litho powder	13 to 15
Dry dusts and powders	Fine rubber dust, molding powder dust, jute lint, cotton dust, shavings (light), soap dust, leather shavings	15 to 20
Average industrial dust	Grinding dust, buffing lint (dry), wool jute dust (shaker waste), coffee beans, shoe dust, granite dust, silica flour, general material handling, brick cutting, clay dust, foundry (general), limestone dust, asbestos dust in textile industries	18 to 20
Heavy dust	Sawdust (heavy and wet), metal turnings, foundry tumbling barrels and shakeout, sandblast dust, wood blocks, hog waste, brass turnings, cast-iron boring dust, lead dust	20 to 23
Heavy and moist dust	Lead dust with small chips, moist cement dust, asbestos chunks from transite pipe cutting machines, buffing lint (sticky), quicklime dust	23 and up

Source: From American Conference of Governmental Industrial Hygienists (ACGIH®), *Industrial Ventilation: A Manual of Recommended Practice*, 27th ed. Copyright 2010. Reprinted with permission.

the duct system upstream of the leak; (3) fan wheel corrosion or erosion and/or belt slippage, which could reduce fan volume; and (4) reentrainment of settled particles caused by improper operation of the exhaust system. Design velocities can be higher than minimum transport velocities but should never be significantly lower.

When particle concentrations are low, the effect on fan power is negligible. Standard duct sizes and fittings should be used to cut cost and delivery time. Information on available sizes and cost of non-standard sizes can be obtained from the contractor(s).

Duct Losses. Chapter 21 of the 2009 *ASHRAE Handbook—Fundamentals* covers the basics of duct design and design of metal-working exhaust systems. Loss coefficients are found in the *ASHRAE Duct Fitting Database* CD-ROM (ASHRAE 2008).

For systems conveying particles, elbows with a centerline radius-to-diameter ratio (r/D) greater than 1.5 are the most suitable. If $r/D \leq 1.5$, abrasion in dust-handling systems can reduce the life of elbows. Elbows, especially those with large diameters, are often made of seven or more gores. For converging flow fittings, a 30° entry angle is recommended to minimize energy losses and abrasion in dust-handling systems (Fitting ED5-1 in Chapter 21 of the 2009 *ASHRAE Handbook—Fundamentals*).

Where exhaust systems handling particles must allow for a substantial increase in future capacity, required transport velocities can be maintained by providing open-end stub branches in the main duct. Air is admitted through these stub branches at the proper pressure and volumetric flow rate until the future connection is installed. Figure 11 shows such an air bleed-in. Using outside air minimizes replacement air requirements, though care must be taken to consider potential adverse effects of temperature or humidity extremes associated with the two air streams. The size of the opening can be calculated by determining the pressure drop required across the orifice from the duct calculations. Then the orifice velocity pressure can be determined from one of the following equations:

$$P_{v,o} = \frac{\Delta P_{t,o}}{C_o} \quad (8)$$

where

- $P_{v,o}$ = orifice velocity pressure, Pa
- $\Delta P_{t,o}$ = total pressure to be dissipated across orifice, Pa
- C_o = orifice loss coefficient referenced to the velocity at the orifice cross-sectional area, dimensionless (see Figure 7)

Once the velocity pressure is known, orifice velocity and size can be determined.

Occasionally, a counterweighted backdraft damper or spring-loaded air admittance valve, configured to allow airflow into the duct but not out, is used as an air bleed in lieu of an orifice in systems

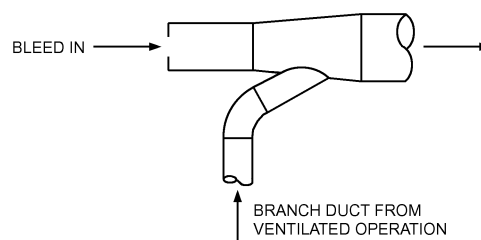


Fig. 11 Air Bleed-In

that operate under varying airflow conditions. This ensures the proper quantity of transport airflow inside the duct, helping to eliminate material fallout and subsequent duct blockage.

Integrating Duct Segments. Most systems have more than one hood. If the pressures are not designed to be the same for merging parallel airstreams, the system adjusts to equalize pressure at the common point; however, the resulting flow rates of the two merging airstreams will not necessarily be the same as designed. As a result, the hoods can fail to control the contaminant adequately, exposing workers to potentially hazardous contaminant concentrations. Two design methods ensure that the two pressures will be equal. The preferred design self-balances without external aids. This procedure is described in the section on Industrial Exhaust System Duct Design in Chapter 21 of the 2009 *ASHRAE Handbook—Fundamentals*. The second design, which uses adjustable balance devices such as blast gates or balancing dampers, is not recommended, especially when abrasive material is conveyed.

Duct Construction. Elbows and converging flow fittings should be made of thicker material than the straight duct, especially if abrasives are conveyed. Elbows with $r/D > 2$ with replaceable wear plates (wear backs) in the heel are often used where particulate loading is extremely heavy or the particles are very abrasive. When corrosive material is present, alternatives such as special coatings or different duct materials (fibrous glass or stainless steel) can be used. Cleanout openings should be located to allow access to the duct interior in the event of a blockage. Certain contaminants may require washdown systems and/or fire detection and suppression systems to comply with safety or fire prevention codes. These requirements should be verified with local code officials and insurance underwriters. NFPA standards provide guidance on fire safety. Industrial duct construction is described in Chapter 18 of the 2008 *ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment*, and in Sheet Metal and Air Conditioning Contractors' National Association (SMACNA) *Standard* 005-1999.

Air Cleaners

Air-cleaning equipment is usually selected to (1) conform to federal, state, or local emissions standards and regulations; (2) prevent reentrainment of contaminants to work areas; (3) reclaim usable materials; (4) allow cleaned air to recirculate to work spaces and/or processes; (5) prevent physical damage to adjacent properties; and (6) protect neighbors from contaminants.

Factors to consider when selecting air-cleaning equipment include the type of contaminant (number of components, particulate versus gaseous, moisture and heat in the airstream, and pollutant concentration), contaminant characteristics (e.g. volatility, reactivity), required contaminant removal efficiency, disposal method, and air or gas stream characteristics. Auxiliary systems such as instrument-grade compressed air, electricity, or water may be required and should be considered in equipment selection. Specific hazards such as explosions, fire, or toxicity must be considered in equipment selection, design, and location. See Chapters 28 and 29 of the 2008 *ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment* for information on equipment for removing airborne contaminants. An applications engineer should be consulted when selecting equipment.

The cleaner's pressure loss must be added to overall system pressure calculations. In some cleaners, specifically some fabric filters, loss increases as operation time increases. System design should incorporate the maximum pressure drop of the cleaner, or hood flow rates will be lower than designed during most of the duty cycle. Also, fabric collector losses are usually given only for a clean air plenum. A reacceleration to the duct velocity, with the associated entry losses, must be calculated during design. Most other cleaners are rated flange-to-flange with reacceleration included in the loss.

Air-Moving Devices

The type of air-moving device selected depends on the type and concentration of contaminant, the pressure rise required, and allowable noise levels. Fans are usually used. Chapter 20 of the 2008 *ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment* describes available fans; Air Movement and Control Association *Publication* 201 (AMCA 2002) describes proper connection of the fan(s) to the system. The fan should be located downstream of the air cleaner whenever possible to (1) reduce possible abrasion of the fan wheel blades and (2) create negative pressure within the air cleaner and the entire length of dirty duct so that air leaks into the exhaust system throughout its dirty side and control of the contaminant is maintained.

Fans handling flammable or explosive dusts should be specified as spark-resistant. AMCA provides three different spark-resistant fan construction specifications. The fan manufacturer should be consulted when handling these materials. Multiple NFPA standards give fire safety requirements for fans and systems handling explosive or flammable materials.

When possible, devices such as fans and pollution-control equipment should be located outside classified areas, and/or outside the building, to reduce the risk of fire or explosion.

In some instances, the fan is located upstream from the cleaner to help remove dust. This is especially true with cyclone collectors, for example, which are used in the woodworking industry. If explosive, corrosive, flammable, or sticky materials are handled, an injector (also known as an eductor) can transport the material to the air-cleaning equipment. Injectors create a shear layer that induces airflow into the duct. Injectors should be the last choice because their efficiency seldom exceeds 10%.

Energy Recovery to Increase Sustainability

Energy transfer from exhausted air to replacement air may be economically feasible, depending on the (1) location of the exhaust and replacement air ducts, (2) temperature of the exhausted gas, and

(3) nature of the contaminants being exhausted. Heat transfer efficiency depends on the type of heat recovery system used.

If exhausted air contains particulate matter (e.g., dust, lint) or oil mist, the exhausted air should be filtered to prevent fouling the heat exchanger. If exhausted air contains gaseous and vaporous or volatile contaminants, such as hydrocarbons and water-soluble chemicals, their effect on the heat recovery device should be investigated. Chapter 25 of the 2008 *ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment* discusses air-to-air energy recovery systems.

When selecting energy recovery equipment for industrial exhaust systems, cross-contamination from the energy recovery device must be considered. Some types of energy recovery equipment may allow considerable cross-contamination (e.g., some heat wheels) from the exhaust into the supply airstream, whereas other types (e.g., run-around coils) do not. The exhaust side of the energy recovery device should be negatively pressured compared to the supply side, so that any leakage will be from the clean side into the contaminated side. This is not acceptable for some applications. The material of the energy recovery device must be compatible with the pollutants being exhausted. If the exhaust airstream destroys the heat exchanger, contamination can enter the supply airstream and cause additional equipment damage as well as increase exposure to workers.

Exhaust Stacks

The exhaust stack must be designed and located to prevent reentraining discharged air into supply system inlets. The building's shape and surroundings determine the atmospheric airflow over it. Chapter 24 of the 2009 *ASHRAE Handbook—Fundamentals* and Chapter 45 of this volume cover exhaust stack design. The typical code-required minimum stack height is intended to provide protection for workers near the stack, so discharged air will be above their breathing zone. The minimum required stack height does not protect against reentrainment of contaminated exhaust into any outside air intakes.

If rain protection is important, a no-loss stack head design (ACGIH 2007; SMACNA *Standard* 005) is recommended. Weather caps deflect air downward, increasing the chance that contaminants will recirculate into air inlets, have high friction losses, and provide less rain protection than a properly designed stack head. Weather caps should never be used with a contaminated or hazardous exhaust stream.

Figure 12 contrasts flow patterns of weather caps and stack heads. Loss data for stack heads are presented in the *Duct Fitting Database* CD-ROM (ASHRAE 2008). Losses in straight-duct stack heads are balanced by the pressure regain at the expansion to the larger-diameter stack head.

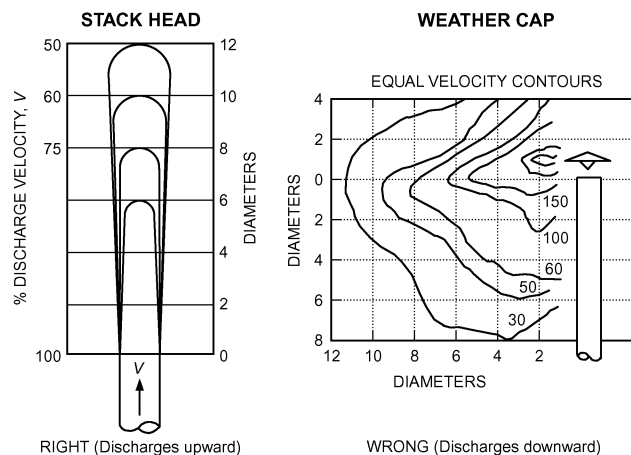


Fig. 12 Comparison of Flow Pattern for Stack Heads and Weather Caps

Instrumentation and Controls

Some industrial exhaust systems may require positive verification of system airflow. Indicators of performance failure may require both audible and visual warning indicators. Other instrumentation, such as dust collector level indication, rotary lock valve operation, or fire detection, may be required. Selection of electronic monitoring instruments should consider durability expectations, maintenance, and calibration requirements. Interfaces may be required with the process control system or with the balance of the plant ventilation system. Electrical devices in systems conveying flammable or explosive materials or in a hazardous location may need to meet certain electrical safety and code requirements. These requirements are determined by the owner, process equipment manufacturer, federal and state regulations, local codes, and/or insurance requirements.

OPERATION

System Testing and Balancing

After installation, an exhaust system should be tested and balanced to ensure that it operates properly, with the required flow rates through each hood. If actual flow rates are different from design values, they should be corrected before the system is used. Testing is also necessary to obtain and document baseline data to determine (1) compliance with federal, state, and local codes; (2) by periodic inspections or real-time monitoring, whether maintenance on the system is needed to ensure design operation; (3) whether a system has sufficient capacity for additional airflow; (4) whether system leakage is acceptable; and (5) compliance with testing, adjusting, and balancing (TAB) standards. AMCA (1990) and Chapter 5 of ACGIH (2007) contain detailed information on preferred methods for testing systems.

Operation and Maintenance

Periodic inspection and maintenance are required for proper operation of exhaust systems. System designers should keep this requirement in mind and account for it through the installation of clean-out/inspection doors and through strategic placement of equipment that ensures access for maintenance activities. Systems are often changed or damaged after installation, resulting in low duct velocities and/or incorrect volumetric flow rates. Low duct velocities can cause contaminants to settle and plug the duct, reducing flow rates at affected hoods. Adding hoods to an existing system can change volumetric flow at the original hoods. In both cases, changed hood volumes can increase worker exposure and health risks. The maintenance program should include (1) inspecting ductwork for particulate accumulation and damage by erosion or physical abuse, (2) checking exhaust hoods for proper volumetric flow rates and physical condition, (3) checking fan drives, (4) maintaining air-cleaning equipment according to manufacturers' guidelines, and (5) confirming that the system continues to meet compliance with worker exposure and environmental pollution requirements.

REFERENCES

- ACGIH. 2007. *Industrial ventilation: A manual of recommended practice for Operation and Maintenance*. Committee on Industrial Ventilation, American Conference of Governmental Industrial Hygienists, Cincinnati, OH.
- ACGIH. 2010. *Industrial ventilation: A manual of recommended practice for Design*, 27th ed. Committee on Industrial Ventilation, American Conference of Governmental Industrial Hygienists, Cincinnati, OH.
- Alden, J.L. and J.M. Kane. 1982. *Design of industrial ventilation systems*, 5th ed. Industrial Press, New York.
- AMCA. 1990. Field performance measurement of fan systems. *Publication* 203-90. Air Movement and Control Association International, Arlington Heights, IL.

- AMCA. 2002. Fans and systems. *Publication* 201-02. Air Movement and Control Association International, Arlington Heights, IL.
- ASHRAE. 2010. Ventilation for acceptable indoor air quality. *ANSI/ASHRAE Standard* 62.1-2010.
- ASHRAE. 2008. *Duct fitting database*.
- Bill, R.G. and B. Gebhart. 1975. The transition of plane plumes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 18:513-526.
- Brooks, P. 2001. Designing industrial exhaust systems. *ASHRAE Journal* 43(4):1-5.
- Caplan, K.J. and G.W. Knutson. 1977. The effect of room air challenge on the efficiency of laboratory fume hoods. *ASHRAE Transactions* 83(1):141-156.
- Caplan, K.J. and G.W. Knutson. 1978. Laboratory fume hoods: Influence of room air supply. *ASHRAE Transactions* 82(1):522-537.
- DallaValle, J.M. 1952. *Exhaust hoods*, 2nd ed. Industrial Press, New York.
- Goodfellow, H. 1985. Design of ventilation systems for fume control. In *Advanced design of ventilation systems for contaminant control*, pp. 359-438. Elsevier, New York.
- Goodfellow, H. and E. Tahti, eds. 2001. *Industrial ventilation design guidebook*. Academic Press, New York.
- Hemeon, W.C.L. 1963. Exhaust for hot processes. Ch. 8 in *Plant and process ventilation*, 2nd ed., pp. 160-196. Industrial Press, New York.
- Hemeon, W.C.L. 1999. Exhaust for hot processes. Ch. 8 in *Hemeon's plant and process ventilation*, 3rd ed., pp. 117-147, D.J. Burton, ed. Lewis, New York.
- McKernan, J.L. and M.J. Ellenbecker. 2007. Ventilation equations for improved exothermic process control. *Annals of Occupational Hygiene* 51:269-279.
- McKernan, J.L., M.J. Ellenbecker, C.A. Holcroft, and M.R. Petersen. 2007a. Evaluation of a proposed area equation for improved exothermic process control. *Annals of Occupational Hygiene* 51:725-738.
- McKernan, J.L., M.J. Ellenbecker, C.A. Holcroft, and M.R. Petersen. 2007b. Evaluation of a proposed velocity equation for improved exothermic process control. *Annals of Occupational Hygiene* 51:357-369.
- NFPA. 2003. Ovens and furnaces. *ANSI/NFPA Standard* 8603. National Fire Protection Association, Quincy, MA.
- Nielsen, P.V. 1993. *Displacement ventilation: Theory and design*. Aalborg University, Aalborg, Denmark.
- SMACNA. 1999. Round industrial duct construction standards, 2nd ed. *ANSI/SMACNA/BSR Standard* 005-1999. Sheet Metal and Air Conditioning Contractors' National Association, Chantilly, VA.
- U.S. Public Health Service. 1973. Air pollution engineering manual. *Publication* 999-AP-40.

BIBLIOGRAPHY

- Bastress, E., J. Niedzwocki, and A. Nugent. 1974. Ventilation required for grinding, buffing, and polishing operations. *Publication* 75107. U.S. Department of Health, Education, and Welfare. National Institute for Occupational Safety and Health, Washington, D.C.
- Baturin, V.V. 1972. *Fundamentals of industrial ventilation*, 3rd English ed. Pergamon, New York.
- Braconnier, R. 1988. Bibliographic review of velocity field in the vicinity of local exhaust hood openings. *American Industrial Hygiene Association Journal* 49(4):185-198.
- Brandt, A.D., R.J. Steffy, and R.G. Huebscher. 1947. Nature of airflow at suction openings. *ASHVE Transactions* 53:5576.
- British Occupational Hygiene Society (BOHS). 1987. Controlling airborne contaminants in the workplace. *Technical Guide 7*. Science Review Ltd. and H&H Scientific Consultants, Leeds, U.K.
- Burgess, W.A., M.J. Ellenbecker, and R.D. Treitman. 1989. *Ventilation for control of the work environment*. John Wiley & Sons, New York.
- Chambers, D.T. 1993. *Local exhaust ventilation: A philosophical review of the current state-of-the-art with particular emphasis on improved worker protection*. DCE, Leicester, U.K.
- Flynn, M.R. and M.J. Ellenbecker. 1985. The potential flow solution for airflow into a flanged circular hood. *American Industrial Hygiene Journal* 46(6):318-322.
- Fuller, F.H. and A.W. Etchells. 1979. The rating of laboratory hood performance. *ASHRAE Journal* 21(10):49-53.
- Garrison, R.P. 1977. *Nozzle performance and design for high-velocity/low-volume exhaust ventilation*. Ph.D. dissertation. University of Michigan, Ann Arbor.
- Goodfellow, H.D. 1986. *Ventilation '85 (Conference Proceedings)*. Elsevier, Amsterdam.

- Hagopian, J.H. and E.K. Bastress. 1976. Recommended industrial ventilation guidelines. *Publication 76162*. U.S. Department of Health, Education, and Welfare, National Institute for Occupational Safety and Health, Washington, D.C.
- Heinsohn, R.J. 1991. *Industrial ventilation: Engineering principles*. John Wiley & Sons, New York.
- Heinsohn, R.J., K.C. Hsieh, and C.L. Merkle. 1985. Lateral ventilation systems for open vessels. *ASHRAE Transactions* 91(1B):361-382.
- Hinds, W. 1982. *Aerosol technology: Properties, behavior, and measurement of airborne particles*. John Wiley & Sons, New York.
- Huebener, D.J. and R.T. Hughes. 1985. Development of push-pull ventilation. *American Industrial Hygiene Association Journal* 46(5):262-267.
- Kofoed, P. and P.V. Nielsen. 1991. Thermal plumes in ventilated rooms—Vertical volume flux influenced by enclosing walls. Presented at 12th Air Infiltration and Ventilation Centre Conference, Ottawa.
- Ljungqvist, B. and C. Waering. 1988. Some observations on “modern” design of fume cupboards. *Proceedings of the 2nd International Symposium on Ventilation for Contaminant Control, Ventilation '88*. Pergamon, U.K.
- Morton, B.R., G. Taylor, and J.S. Turner. 1956. Turbulent gravitational convection from maintained and instantaneous sources. *Proceedings of Royal Society* 234A:1.
- Posokhin, V.N. and A.M. Zhivov 1997. Principles of local exhaust design. *Proceedings of the 5th International Symposium on Ventilation for Contaminant Control*, vol. 1. Canadian Environment Industry Association (CEIA), Ottawa.
- Qiang, Y.L. 1984. *The effectiveness of hoods in windy conditions*. Kungliga Tekniska Hogskolan, Stockholm.
- Safemazandarani, P. and H.D. Goodfellow. 1989. Analysis of remote receptor hoods under the influence of cross-drafts. *ASHRAE Transactions* 95(1):465-471.
- Sciola, V. 1993. The practical application of reduced flow push-pull plating tank exhaust systems. Presented at 3rd International Symposium on Ventilation for Contaminant Control, Ventilation '91, Cincinnati, OH.
- Sepsy, C.F. and D.B. Pies. 1973. An experimental study of the pressure losses in converging flow fittings used in exhaust systems. *Document PB 221 130*. Prepared by Ohio State University for National Institute for Occupational Health.
- Shibata, M., R.H. Howell, and T. Hayashi 1982. Characteristics and design method for push-pull hoods: Part I—Cooperation theory on airflow; Part 2—Streamline analysis of push-pull flows. *ASHRAE Transactions* 88(1): 535-570.
- Silverman, L. 1942. Velocity characteristics of narrow exhaust slots. *Journal of Industrial Hygiene and Toxicology* 24 (November):267.
- Sutton, O.G. 1950. The dispersion of hot gases in the atmosphere. *Journal of Meteorology* 7(5):307.
- Zarouri, M.D., R.J. Heinsohn, and C.L. Merkle. 1983. Computer-aided design of a grinding booth for large castings. *ASHRAE Transactions* 89(2A):95-118.
- Zarouri, M.D., R.J. Heinsohn, and C.L. Merkle. 1983. Numerical computation of trajectories and concentrations of particles in a grinding booth. *ASHRAE Transactions* 89(2A):119-135.

Anexo 8: TABLA DE CONSUMO DE AIRE EN EQUIPOS DE SUCCIÓN



ABRASIVOS Y MAQUINARIA, S.A.



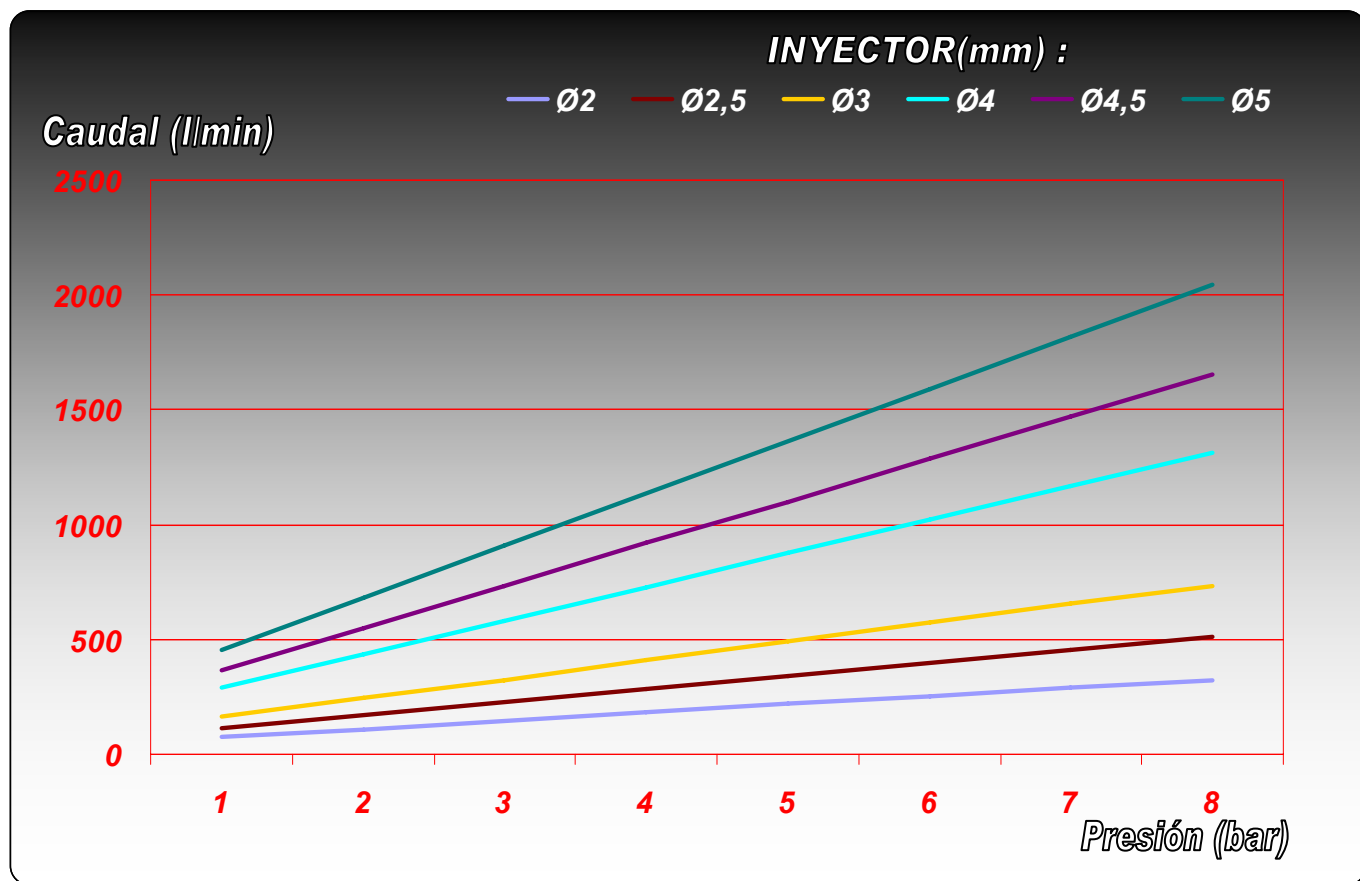
CONSUMO AIRE EQUIPOS DE CHORREADO

TABLA DE CONSUMO DE AIRE EQUIPOS A SUCCIÓN

En la siguiente tabla se muestra el caudal de aire que sale por la pistola de un equipo de chorreado a succión, teniendo en cuenta que es el inyector y no la boquilla quién marca el consumo de aire.

Inyector (mm)	Presión (bar)							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Ø2	75	110	145	180	220	255	290	325
Ø2,5	115	170	225	285	340	400	455	510
Ø3	165	245	325	410	490	575	655	735
Ø4	290	435	580	725	875	1020	1165	1310
Ø4,5	365	550	735	920	1100	1285	1470	1655
Ø5	455	680	910	1135	1365	1590	1820	2045

(Caudal l/min)



Anexo 9: FÓRMULARIOS Y EJEMPLO

CAPITULO III

CONSTRUCCIÓN

3.1 CALCULOS

Antes de proceder a la construcción de la máquina se determina una relación entre el peso del material abrasivo y la potencia que este necesita para ser movido del reposo en el que se encuentra.

Con el cálculo de una velocidad, se tiene:

Se asume que $F = W$

$$V_y = \left(\frac{2 * g * W}{A * Pa * C} \right)^{0.5} \quad (\text{Ec. 3.1})$$

donde:

g = aceleración de la gravedad.

W = peso de la partícula.

A = sección transversal de la partícula (área).

Pa_{aire} = Peso específico del aire.

C = Coeficiente de resistencia de la partícula en el aire (adimensional).

Los valores son:

$$g = 9.8 \frac{m}{s^2}$$

$$W = 9.9898 \times 10^{-4} \text{ Kgf. (Se asume un gramo de abrasivo).}$$

Cálculo del área de un gramo de abrasivo:

Al ver que un grano de abrasivo, es muy pequeño y de difícil medición, se ha optado por apelmazar un gramo de este material, donde se podrá sacar el área de la figura ya formada, como en este caso una esfera.

La figura 3.1 muestra área de una esfera.

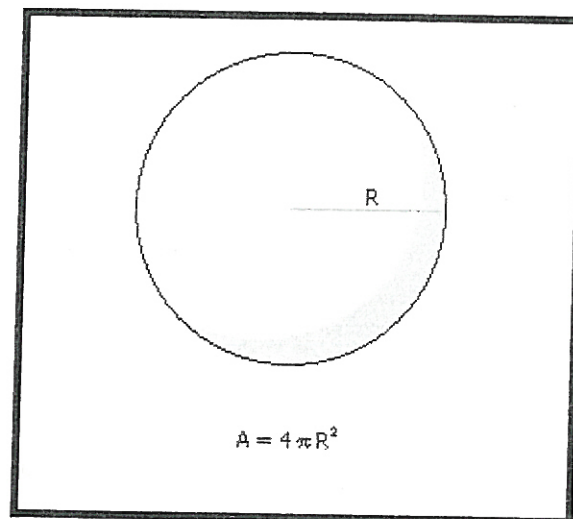


Figura 3.1 Area de una esfera

El área de la superficie de la esfera, es igual a:

$$A = 4\pi * r^2$$

Ec. 3.2

$$r = 0.003m$$

$$A = 4 * (3.14159) * (0.003)^2$$

$$A = 1.1309 \times 10^{-4} m^2$$

$$A = 1.1309 \times 10^{-4} m^2$$

$$Pa_{\text{rel}} = 0.9074 \frac{\text{Kgf}}{m^3}$$

$$C = 0.41$$

Reemplazo de valores en Ecuación 3.1:

$$V_y = \left(\frac{2 * 9.8 \frac{m}{s^2} * 9.9898 \times 10^{-4} \text{Kgf}}{1.1309 \times 10^{-4} m^2 * 0.9074 \frac{\text{Kgf}}{m^3} * 0.41} \right)^{0.5}$$

$$V_y = (465.3480 \frac{m^2}{s^2})^{0.5}$$

$$V_y = 21.5726 \frac{m}{s}$$

Cálculo de Caudal:

$$Q = V * A$$

(Ec. 3.3)

donde:

Q = Caudal.

V = Velocidad. ($V_y = 21.5726 \text{ m/s}$)

A_2 = Area. (En este caso es el área de la salida del inyector (boquilla)).

Cálculo del área 2:

$$r = \frac{3}{32} p \lg$$

$$A_2 = \pi * r^2 \quad (\text{Ec. 3.4})$$

$$A_2 = 3.1415 * (2.3812 \times 10^{-3} \text{ m})^2$$

$$A_2 = 1.7814 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Reemplazo de valores en: $Q = V * A$:

$$Q = 21.5726 \text{ m/s} * 1.7814 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$Q = 3.8429 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

Cálculo de potencia:

$$\dot{W} = P * Q \quad (\text{Ec. 3.4})$$

donde:

\dot{W} = Potencia.

P = Presión.

Q = Caudal. ($Q = 3.8429 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$)

Para calcular la presión es necesario tener un área como es el área 3.

El área 3 es igual al área de entrada del abrasivo hacia la pistola.

Cálculo del área 3:

$$r = \frac{5}{32} p \lg$$

$$A3 = \pi * r^2$$

$$A3 = 3.1415 * (3.9687 \times 10^{-3} \text{ m})^2$$

$$A3 = 4.9481 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Cálculo de la presión:

$$P = \frac{F}{A3} \quad (\text{Ec. 3.5})$$

$$P = \frac{9.9898 \times 10^{-4} \text{ Kgf}}{4.9481 \times 10^{-5} \text{ m}^2}$$

$$P = 20.1891 \text{ Kgf}/\text{m}^2$$

Reemplazo de valores en Ec. 3.4:

$$\dot{w} = 20.1891 \frac{Kgf}{m^2} * 3.8429 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{w} = 7.7584 \times 10^{-3} \frac{Kgf \cdot m}{s}$$

$$\dot{w} = 56.3264 \times 10^{-3} \frac{lb \cdot ft \cdot pie}{s}$$

$$\dot{w} = 56.3264 \times 10^{-3} HP$$

Se obtiene que:

Para poder mover 1gr. de abrasivo se necesita de: $\dot{w} = 56.3264 \times 10^{-3} HP$ o

0.2534 c.f.m. ($pie^3 / min.$)

Por ejemplo: Para poder mover un Kg. de abrasivo se necesita:

$$\dot{w} = 56.3264 \times 10^{-3} HP * 1000$$

$$\dot{w} = 56.3264 HP$$

3.2 CLASIFICACIÓN Y ESTUDIO DE LOS MATERIALES PARA REALIZAR LA CONSTRUCCIÓN.

La clasificación de los materiales para ser utilizados en la construcción de esta máquina han sido elegidos en base a un estudio, donde se ha visto su utilidad, calidad, durabilidad y costo.

- A = cross section of area of flow,
 V = average flow velocity, and
 ρ = the fluid density.

For steady, one-dimensional flow, m is a constant. If, in addition, the density is constant, then Q is constant.

The **Field Equation** is derived when the energy equation is applied to one-dimensional flows.

Assuming no friction losses and that no pump or turbine exists between sections 1 and 2 in the system,

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1, \text{ where}$$

- p_1, p_2 = pressure at sections 1 and 2,
 V_1, V_2 = average velocity of the fluid at the sections,
 z_1, z_2 = the vertical distance from a datum to the sections (the potential energy),
 γ = the specific weight of the fluid, and
 g = the acceleration of gravity.

FLOW OF A REAL FLUID

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + h_f$$

The pressure drop as fluid flows through a pipe of constant cross-section and which is held at a fixed elevation is

$$h_f = (p_1 - p_2)/\gamma, \text{ where}$$

h_f = the head loss, considered a friction effect, and all remaining terms are defined above.

Fluid Flow

The velocity distribution for *laminar flow in circular tubes or between planes* is

$$v = v_{max} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right], \text{ where}$$

- r = the distance (m) from the centerline,
 R = the radius (m) of the tube or half the distance between the parallel planes,
 v = the local velocity (m/s) at r , and
 v_{max} = the velocity (m/s) at the centerline of the duct.
 $v_{max} = 1.18V$, for fully turbulent flow ($Re > 10,000$)
 $v_{max} = 2V$, for circular tubes in laminar flow and
 $v_{max} = 1.5V$, for parallel planes in laminar flow, where
 V = the average velocity (m/s) in the duct.

The shear stress distribution is

$$\frac{\tau}{\tau_w} = \frac{r}{R}, \text{ where}$$

τ and τ_w are the shear stresses at radii r and R respectively.

The *drag force* F_D on **objects immersed in a large body of flowing fluid or objects moving through a stagnant fluid** is

$$F_D = \frac{C_D \rho V^2 A}{2}, \text{ where}$$

- C_D = the *drag coefficient* (see page 46),
 V = the velocity (m/s) of the undisturbed fluid, and
 A = the *projected area* (m^2) of bluff objects such as spheres, ellipsoids, and disks and plates, cylinders, ellipses, and air foils with axes perpendicular to the flow.

For **flat plates placed parallel with the flow**

$$C_D = 1.33/Re^{0.5} \quad (10^4 < Re < 5 \times 10^5)$$

$$C_D = 0.031/Re^{1/7} \quad (10^6 < Re < 10^9)$$

The characteristic length in the Reynolds Number (Re) is the length of the plate parallel with the flow. For bluff objects, the characteristic length is the largest linear dimension (diameter of cylinder, sphere, disk, etc.) which is perpendicular to the flow.

Reynolds Number

$$Re = VD\rho/\mu = VD/\nu$$

$$Re' = \frac{V^{(2-n)} D^n \rho}{K \left(\frac{3n+1}{4n} \right)^n 8^{(n-1)}}, \text{ where}$$

- ρ = the mass density,
 D = the diameter of the pipe or dimension of the fluid streamline,
 μ = the dynamic viscosity,
 ν = the kinematic viscosity,
 Re = the Reynolds number (Newtonian fluid),
 Re' = the Reynolds number (Power law fluid), and
 K and n are defined on page 38.

The critical Reynolds number (Re_c) is defined to be the minimum Reynolds number at which a flow will turn turbulent.

Hydraulic Gradient (Grade Line)

The hydraulic gradient (grade line) is defined as an imaginary line above a pipe so that the vertical distance from the pipe axis to the line represents the *pressure head* at that point. If a row of piezometers were placed at intervals along the pipe, the grade line would join the water levels in the piezometer water columns.

Energy Line (Bernoulli Equation)

The Bernoulli equation states that the sum of the pressure, velocity, and elevation heads is constant. The energy line is this sum or the "total head line" above a horizontal datum.

The difference between the hydraulic grade line and the energy line is the $V^2/2g$ term.

STEADY, INCOMPRESSIBLE FLOW IN CONDUITS AND PIPES

The energy equation for incompressible flow is

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + h_f$$

If the cross-sectional area and the elevation of the pipe are the same at both sections (1 and 2), then $z_1 = z_2$ and $V_1 = V_2$. The pressure drop $p_1 - p_2$ is given by the following:

$$p_1 - p_2 = \gamma h_f$$

- The Darcy equation is

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}, \text{ where}$$

- f = $f(\text{Re}, e/D)$, the friction factor,
- D = diameter of the pipe,
- L = length over which the pressure drop occurs,
- e = roughness factor for the pipe, and all other symbols are defined as before.

A chart that gives f versus Re for various values of e/D , known as a *Moody* or *Stanton diagram*, is available at the end of this section on page 45.

Friction Factor for Laminar Flow

The equation for Q in terms of the pressure drop Δp_f is the Hagen-Poiseuille equation. This relation is valid only for flow in the laminar region.

$$Q = \frac{\pi R^4 \Delta p_f}{8\mu L} = \frac{\pi D^4 \Delta p_f}{128\mu L}$$

Flow in Noncircular Conduits

Analysis of flow in conduits having a noncircular cross section uses the *hydraulic diameter* D_H , or the *hydraulic radius* R_H , as follows

$$R_H = \frac{\text{cross-sectional area}}{\text{wetted perimeter}} = \frac{D_H}{4}$$

Minor Losses in Pipe Fittings, Contractions, and Expansions

Head losses also occur as the fluid flows through pipe fittings (i.e., elbows, valves, couplings, etc.) and sudden pipe contractions and expansions.

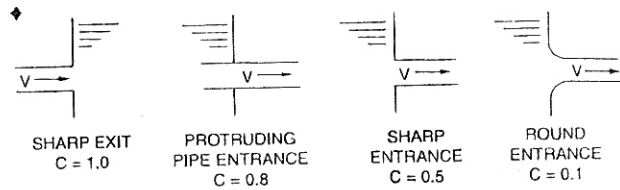
$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + h_f + h_{f, \text{fitting}}, \text{ where}$$

$$h_{f, \text{fitting}} = C \frac{V^2}{2g}$$

Specific fittings have characteristic values of C , which will be provided in the problem statement. A generally accepted *nominal value* for head loss in *well-streamlined gradual contractions* is

$$h_{f, \text{fitting}} = 0.04 \frac{V^2}{2g}$$

The head loss at either an *entrance* or *exit* of a pipe from or to a reservoir is also given by the $h_{f, \text{fitting}}$ equation. Values for C for various cases are shown as follows.



PUMP POWER EQUATION

$$\dot{W} = Q\gamma h / \eta, \text{ where}$$

- Q = quantity of flow (m^3/s or cfs),
- h = head (m or ft) the fluid has to be lifted,
- η = efficiency, and
- \dot{W} = power (watts or ft-lbf/sec).

THE IMPULSE-MOMENTUM PRINCIPLE

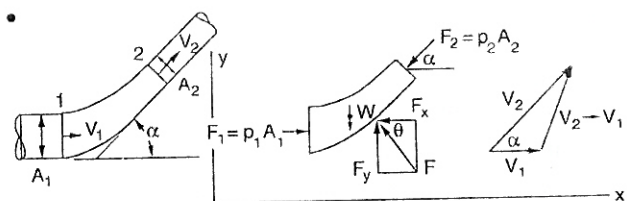
The resultant force in a given direction acting on the fluid equals the rate of change of momentum of the fluid.

$$\Sigma F = Q_2 p_2 V_2 - Q_1 p_1 V_1, \text{ where}$$

- ΣF = the resultant of all external forces acting on the control volume,
- $Q_1 p_1 V_1$ = the rate of momentum of the fluid flow entering the control volume in the same direction of the force, and
- $Q_2 p_2 V_2$ = the rate of momentum of the fluid flow leaving the control volume in the same direction of the force.

Pipe Bends, Enlargements, and Contractions

The force exerted by a flowing fluid on a bend, enlargement, or contraction in a pipe line may be computed using the impulse-momentum principle.



$$p_1 A_1 - p_2 A_2 \cos \alpha - F_x = Qp (V_2 \cos \alpha - V_1)$$

$$F_y - W - p_2 A_2 \sin \alpha = Qp (V_2 \sin \alpha - 0), \text{ where}$$

F = the force exerted by the bend on the fluid (the force exerted by the fluid on the bend is equal in magnitude and opposite in sign), F_x and F_y are the x-component and y-component of the force,

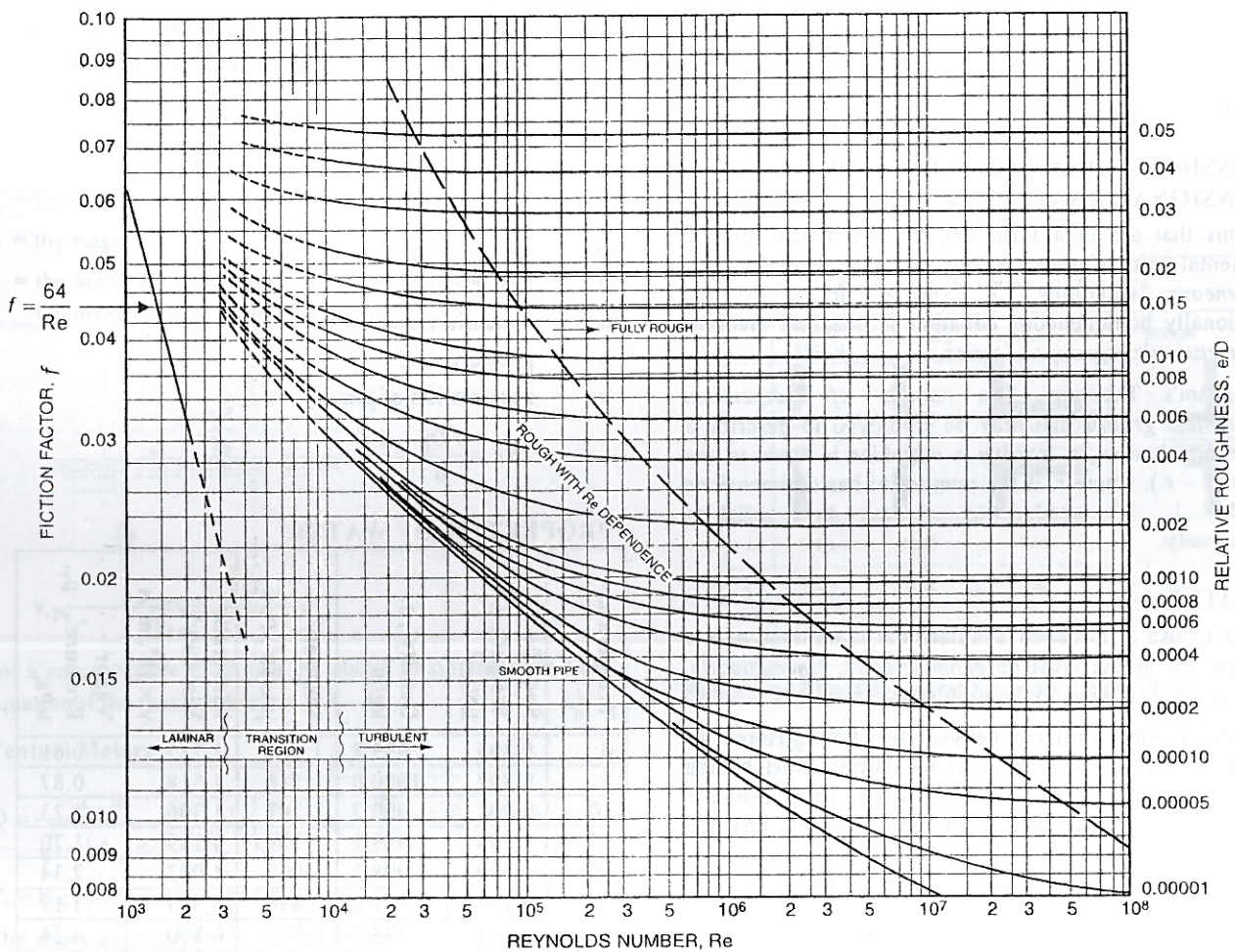
• Bober, W. & R. A. Kenyon, *Fluid Mechanics*, Copyright © 1980 by John Wiley & sons, Inc. Diagram reprinted by permission of William Bober & Richard A. Kenyon.

• Vennard, J. K., *Elementary Fluid Mechanics*, Copyright © 1954 by J. K. Vennard. Diagrams reprinted by permission of John Wiley & Sons, Inc.

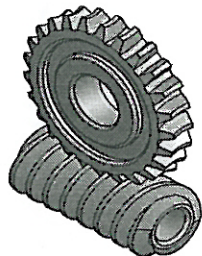
MOODY (STANTON) DIAGRAM

Reprinted by permission of ASHRAE.

	e , (ft)	e , (mm)
Riveted steel	0.003-0.03	0.9-9.0
Concrete	0.001-0.01	0.3-3.0
Cast iron	0.00085	0.25
Galvanized iron	0.0005	0.15
Commercial steel or wrought iron	0.00015	0.046
Drawn tubing	0.000005	0.0015



Anexo 10: COTIZACIONES



MAYPROM

MANTENIMIENTO INDUSTRIAL Y PROYECTOS MECANICOS
SERVICIOS DE INGENIERIA MECANICA
DISEÑO Y CONSTRUCCION DE MAQUINARIA AGRO-INDUSTRIAL

ING. MILTON SALOMON JAMI
RUC. 1707254171001

MADRE SELVAS N47-111 Y AV EL INCA TLF: 022419685 CEL: 099396320
E-MAIL: mayprom_ing@hotmail.com

QUITO- ECUADOR

PROFORMA

REF: 01228-11 -03-2015

Quito, 11 de Marzo del 2015

Sres. NICOLAS ESPINOSA

Reciba un cordial saludo y a la vez agradecemos la confianza depositada en nuestros talleres, brindando la oportunidad de realizar la cotización PARA CONSTRUIR PARTES Y COMPONENTES DE CABINA PARA SANDBLASTIG.

1	CONSTRUCCION DE CABINA DE 1800X 1033X1000	100,2	100,2
1	TOLVA DE 1000X 1033 X 100mm en ACERO A 653	23,8	23,8
1	PUERTA DE CABINA EN ACERO A653, SEGÚN PLANOS	25	25
1	REJILLA EN ACERO A36 DE 920X953 X30mm	60	60
1	SEPARADOR CICLONICO ,SEGÚN PLANOS	120	120
SON: TRESCIENTO SESENTA Y OCHO CON 48/100			329
		IVA 12%	39,48
		TOTAL	368,48

CONDICIONES.

Anticipo =

Tiempo de entrega: **URGENTE** días laborables a partir de la orden de compra

Lugar de entrega: Planta MAYPROM. EL INCA

POR MAYPROM

Atte.

ING. MILTON SALOMON JAMI.
Gerente de Producción



COTIZACION LLR-554

NOMBRE: NICOLAS ESPINOSA		FECHA: 15-feb-15	
EMPRESA: UNIVERSIDAD POLITECNICA SALESIANA		VALIDEZ OFERTA: 15 DIAS	
DIRECCION:			
Telf: 984595296			
CANTIDAD	DESCRIPCION	V/UNIT.	TOTAL
1	VALVULA REGULADORA DE CAUDAL P/N 534680	46,66	46,66
1	VALVULA 2/2 CONTROLADA POR SOLENOIDE P/N 1492118	129,07	129,07
1	VALVULA 2/2 RESORTE PEDAL P/N MHJ9-MF10	64,89	64,89
2	PULSADORES CON ENCLAVAMIENTO	2,05	4,10
DETALLES DE PAGO		SUBTOTAL:	244,72
FORMA DE PAGO: A CONVENIR		IVA:	29,37
TIEMPO ENTREGA: A CONVENIR		TOTAL:	274,09
GARANTIA : 6 MESES MANO DE OBRA			

Atentamente,

Ing. Vladimir Llumigusin
CIEEPI 03-17-3575

NOTA: LA GARANTIA PIERDE VALIDEZ AUTOMATICAMENTE POR MAL MANEJO DEL SISTEMA POR PERSONAS NO AUTORIZADAS, O POR CASOS FORTUITOS, COMO ROBO, VANDALISMOS ETC.

América N26-158 y Diego Méndez PB.
Teléfono: 252-4949; 084-571541; 097-562372
Email: proyectos@llrcompany.com

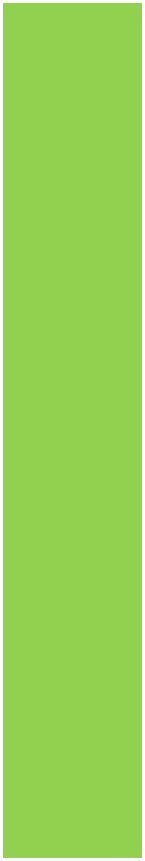
PROFORMA N.- 20150223-008



Cliente:	NICOLAS ESPINOSA T.	No.	OE3 118
Contacto:	NICOLAS ESPINOSA T.	Telf.	988002130
Email:	serafito82@hotmail.com	Lugar:	QUITO
Proyecto:	CABINA DE SANDBLASTING POR SUCCION	Fecha:	23/02/2015

SISTEMA VENTILACIÓN MECÁNICA					
1	Ventilador centrifugo tipo radial DAYTON Soplador ,12 1/2 pulgadas, Radial con Transmisión Directa P/N 7AT98	1	U	1.792,00	1.792,00
2	Ducto en tol galvanizado fabricados bajo normas internacionales (ASHRAE y SMACNA), incluye instalación. Diametro 5,2 pulgadas	1	PIE	10,06	10,06
3	Manquera de presion de aire 5/32 plq 800 PSI	5	m	7,00	35,00
4	Manquera para granalla 5/32 plq 300 PSI	5	m	8,50	42,50
5	Pistola de granallado por succion 100-S	1	U	80,42	80,42
6	Acoples rapidos bronce 5/32 a 1/4 plq P/N 531626	6	U	25,00	150,00
7	Boquilla de ceramica 8mm	1	U	57,72	57,72
8	Injector de Aire 5 mm	1	U	44,23	44,23
				Subtotal 1	2.211,93
				Descuento Especial 0%	0,00
				Subtotal 2	2.211,93
				TOTAL	2.211,93

Nota Todos los precios incluyen IVA.





Quito, 01 de abril de 2014

Señores.
POLITECNIZA SALESIANA
Att: Nicolás Espinoza
Presente.-

A continuación, ponemos a su consideración la cotización del Equipo completo de Sandblasting marca **CLEMCO-LINEA ZERO-ACOPLADO de procedencia norteamericano**; Sistema de cabina manual, versátil con mayor velocidad de trabajo, **Modelo BNP-65-600 DF MONOFASICA SUCTION BLAST CABINET**, Apta para trabajo con micro esferas de vidrio, abrasivos plásticos y ligeros, **no se recomienda usarla con granalla metálica dado que su eficiencia disminuye.**

Muy típica en limpieza de matrices, preparación de superficies, limpieza y alivio de tensiones en paletas de turbinas, limpieza de moldes, limpieza de válvulas, eliminación de rebabas y marcas de maquinaria, aumento de dureza en materiales, grabado de vidrio, limpieza de partes de automoción

Seguridad:

- Guantes de neopreno en tela para resistir el desgaste y la protección del operador..

Productividad:

Única con lógica del sistema de aire (piloto accionada) para maximizar el flujo de aire a la boquilla. Doble pared, puertas insonorizadas, totalmente soldado, gabinete de larga duración.

AIR CONSUMPTION

BNP GUN	NOZZLE ORIFICE	AIR JET	CFM at 80 PSI	M³/Min at 5,5 BAR	MINIMUM RECLAIMER
No. 4	5/16"	1/8"	21	0,60	300 CFM (8,5 m³/m)
No. 5	5/16"	5/32"	32	0,90	300 CFM (8,5 m³/m)
No. 6	3/8"	3/16"	48	1,35	600 CFM (17 m³/m)
No. 7	7/16"	7/32"	62	1,76	600 CFM (17 m³/m)
No. 8	1/2"	1/4"	85	2,41	600 CFM (17 m³/m)

Conveniencia:

Ventana de inclinación-out, con cambios de vidrio sin herramientas, en minutos. Regulador de presión, indicador y el interruptor eléctrico montados a poca distancia.

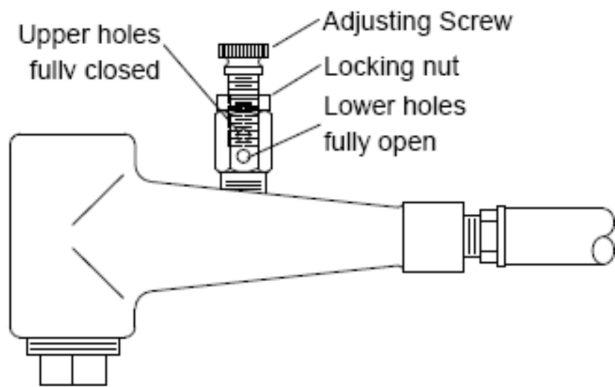
La Cabina BNP-65-600 DF de succión:

- Fabricada en acero reforzado de calibre 14.
- Puertas de doble pared con espuma aislante de ruido (insonora) instalado en ambos lados de la cabina.
- Separador de humedad asegura el suministro de aire seco.
- Dispositivos automáticos de cierre de seguridad que interrumpe el chorreo de abrasivo a las puertas
- Válvula de aire de flujo completo para máximo rendimiento del flujo de aire, suministra aire limpio y constante a la boquilla.

Separador Ciclónico 600 DF: para separar abrasivo roto y partículas de polvo.



Válvula dosificadora: Ajuste infinito del flujo de abrasivo permite suministro preciso de abrasivo en la pistola con control de disparo tipo pedal para tener libertad absoluta en las manos y manipular los elementos a ser trabajados.



Iluminación: Cubierta resistente al abrasivo Lexan® con luces florecientes con amplio campo visual, módulo de luz bisagrado permitiendo el rápido y fácil cambio desde el exterior.

Eliminar el óxido, cascarilla de laminación, escarcha del calor, y el carbono tanto como la acumulación de metales.

Franja de pintura, polvo recubrimiento, revestimiento, y anodizado de piezas para rehacer.

Eliminar las rebabas, tapajuntas, y otros defectos de fundición y piezas moldeadas por inyección.

Embellecer el acero, acero inoxidable, aluminio, latón y otros metales con un acabado mate uniforme.

1 Cabina BNP-65-600 DF de Succión con las siguientes características técnicas:

- Dimensiones de la cabina: 55"x42"x79"
- Área del compartimiento de trabajo in (mm): 36"(914)x35"(889)x37"(940)
- **Sistema colector de polvo:** "DF" de 600 CFM (17m³/m);
- **Reclamer:** 1hp 220 volt, 1 PH, 60 hz, .
- Peso del Sistema cabina completo: 850 lb (385kg)
- Boquilla estándar: 5/16" CONSUME 40 CFMs
- **FRABRICANTE CERTIFICADO:** ISO 9001-2008, AL DISEÑO MANUFACTURA DISTRIBUCION, INSTALACION Y SERVICIO DE EQUIPOS DE CHORRO ABRASIVO
-
- **IMPORTANTE TODA CABINA DEBE VENIR INSTLADO UNIQUE AIR LOGIC SISTEM, para máximo rendimiento de flujo de aire a través de la boquilla**
- Sistema neumático y lámparas fluorescentes de trabajo interior
- Ventana con micas intercambiables.
- Guantes especiales para manejo del operario.
- Pedalera en la base de la unidad para operación y accionamiento automático.



#	DESCRIPCION	CANT.	VAL. UNIT.	VAL. TOT.
1	CABINA D ESANDBLASTING CLEMCO MODELO BNP 65-600 DF (SUCCION) MONOFASICO 220 VOLTIOS	1	16.387,28	16.387,28
			SUB. TOT.	16.387,28
			I.V.A.	1.966,47
			TOTAL	18.353,75

FORMA DE PAGO:

50 % ANTICIPO Y 50% CONTRA ENTREGA.

TIEMPO DE ENTREGA:

50 DIAS , DESDE LA ENTREGA DEL ANTICIPO.

GARANTIA:

12 MESES CONTRA DEFECTOS DE FÁBRICA.

VALIDEZ DE OFERTA:
INCLUYE:

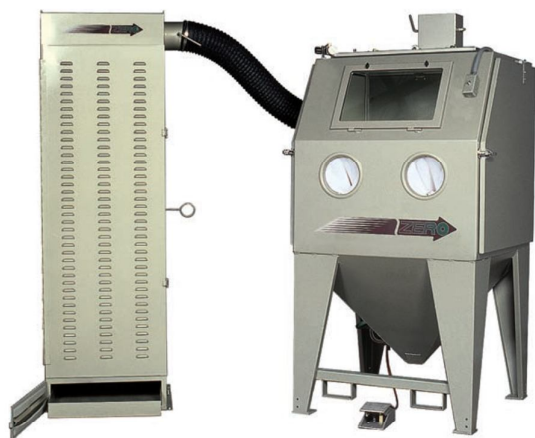
30 DIAS.
CAPACITACIÓN MONTAJE PRUEBAS DE
FUNCIONAMIENTO.

REQUISITOS PARA EL MONTAJE:

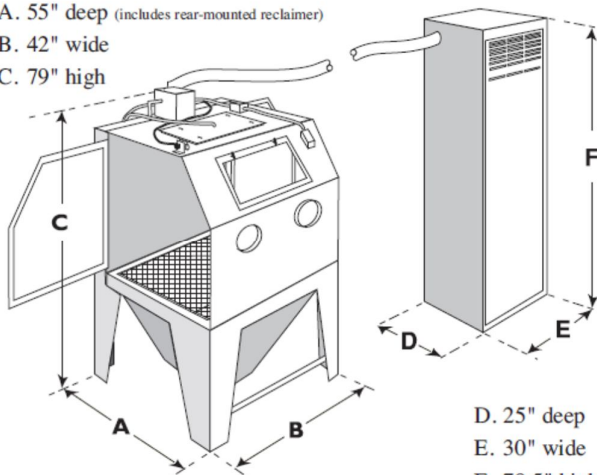
COMPRESOR DE POR LO MENOS 50 CFM, 2 TOMAS DE
AIRE EN EL LUGAR DE INSTALACIÓN Y MONTAJE, DE
IGUAL FORMA TOMAS DE ENERGÍA ELÉCTRICA 220
VOLTIOS MONOFASICO

Atentamente,

Ing. Rodrigo Trujillo Salazar
Asesor Técnico Comercial
COLUMBEC DEL ECUADOR S.A.
Cel: 0987289686
Telf: 2447-105; 2447-211 ext. 107
Fax: 2442-916
e-mail rtrujillo@columbec.com

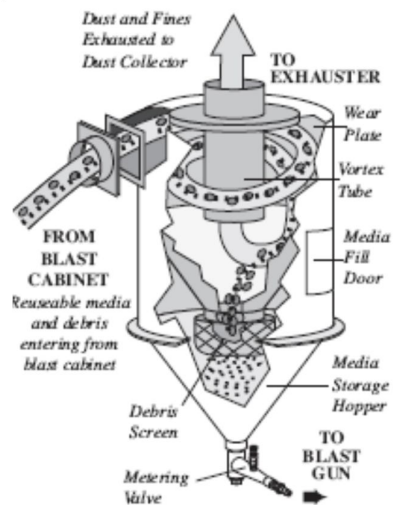


- A. 55" deep (includes rear-mounted reclaiming)
- B. 42" wide
- C. 79" high



- D. 25" deep
- E. 30" wide
- F. 79.5" high

Model illustrated: BNP 65-600 DF





PROFORMA RT-128-B-15

Quito, 01 de abril de 2014

Señores.
POLITECNIZA SALESIANA
Att: Nicolás Espinoza
Presente.-

A continuación, ponemos a su consideración la cotización del Equipo completo de Sandblasting marca **CLEMCO-LINEA ZERO-ACOPLADO de procedencia norteamericano**; Sistema de cabina manual, versátil con mayor velocidad de trabajo, **Modelo BNP-65-900 DF TRIFASICA SUCTION BLAST CABINET, Apta para trabajo con micro esferas de vidrio, granalla metálica**

Muy típica en limpieza de matrices, preparación de superficies, limpieza y alivio de tensiones en paletas de turbinas, limpieza de moldes, limpieza de válvulas, eliminación de rebabas y marcas de maquinaria, aumento de dureza en materiales, grabado de vidrio, limpieza de partes de automoción

Seguridad:

- Guantes de neopreno en tela para resistir el desgaste y la protección del operador..

Productividad:

Única con lógica del sistema de aire (piloto accionada) para maximizar el flujo de aire a la boquilla. Doble pared, puertas insonorizadas, totalmente soldado, gabinete de larga duración.

AIR CONSUMPTION

BNP GUN	NOZZLE ORIFICE	AIR JET	CFM at 80 PSI	M ³ /Min at 5,5 BAR	MINIMUM RECLAIMER
No. 4	5/16"	1/8"	21	0,60	300 CFM (8,5 m ³ /m)
No. 5	5/16"	5/32"	32	0,90	300 CFM (8,5 m ³ /m)
No. 6	3/8"	3/16"	48	1,35	600 CFM (17 m ³ /m)
No. 7	7/16"	7/32"	62	1,76	600 CFM (17 m ³ /m)
No. 8	1/2"	1/4"	85	2,41	600 CFM (17 m ³ /m)

Conveniencia:

Ventana de inclinación-out, con cambios de vidrio sin herramientas, en minutos. Regulador de presión, indicador y el interruptor eléctrico montados a poca distancia.

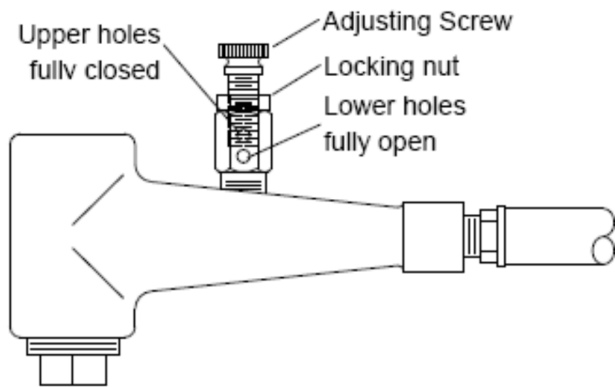
La Cabina BNP-55-600 DF de succión:

- Fabricada en acero reforzado de calibre 14.
- Puertas de doble pared con espuma aislante de ruido (insonora) instalado en ambos lados de la cabina.
- Separador de humedad asegura el suministro de aire seco.
- Dispositivos automáticos de cierre de seguridad que interrumpe el chorro de abrasivo a las puertas
- Válvula de aire de flujo completo para máximo rendimiento del flujo de aire, suministra aire limpio y constante a la boquilla.

Separador Ciclónico 900 DF: para separar abrasivo roto y partículas de polvo.



Válvula dosificadora: Ajuste infinito del flujo de abrasivo permite suministro preciso de abrasivo en la pistola con control de disparo tipo pedal para tener libertad absoluta en las manos y manipular los elementos a ser trabajados.



Iluminación: Cubierta resistente al abrasivo Lexan® con luces florecientes con amplio campo visual, módulo de luz bisagrado permitiendo el rápido y fácil cambio desde el exterior.

Eliminar el óxido, cascarilla de laminación, escarcha del calor, y el carbono tanto como la acumulación de metales.

Franja de pintura, polvo recubrimiento, revestimiento, y anodizado de piezas para rehacer.

Eliminar las rebabas, tapajuntas, y otros defectos de fundición y piezas moldeadas por inyección.

Embellecer el acero, acero inoxidable, aluminio, latón y otros metales con un acabado mate uniforme.

1 Cabina BNP-65-900 DF de Succión con las siguientes características técnicas:

- Dimensiones de la cabina: 55"x42"x79"
- Área del compartimiento de trabajo in (mm): 36"(914)x35"(889)x37"(940)
- **Sistema colector de polvo:** "DF" de 900 CFM;
- **Reclamer:** 3hp 220 volt, 1 PH, 60 hz, .
- Peso del Sistema cabina completo: 1000 lb (455 kg)
- Boquilla estándar: 5/16" CONSUME 40 CFMs
- **FRABRICANTE CERTIFICADO:** ISO 9001-2008, AL DISEÑO MANUFACTURA DISTRIBUCION, INSTALACION Y SERVICIO DE EQUIPOS DE CHORRO ABRASIVO
-
- **IMPORTANTE TODA CABINA DEBE VENIR INSTLADO UNIQUE AIR LOGIC SISTEM,**
para máximo rendimiento de flujo de aire a través de la boquilla
- Sistema neumático y lámparas fluorescentes de trabajo interior
- Ventana con micas intercambiables.
- Guantes especiales para manejo del operario.
- Pedalera en la base de la unidad para operación y accionamiento automático.



#	DESCRIPCION	CANT.	VAL. UNIT.	VAL. TOT.
1	CABINA D ESANDBLASTING CLEMCO MODELO BNP 65-900 DF (SUCCION) TRIFASICO 220 VOLTIOS	1	21.622,83	21.622,83
			SUB. TOT.	21.622,83
			I.V.A.	2.594,74
			TOTAL	24.217,57

FORMA DE PAGO:

50 % ANTICIPO Y 50% CONTRA ENTREGA.

TIEMPO DE ENTREGA:

50 DIAS , DESDE LA ENTREGA DEL ANTICIPO.

GARANTIA:

12 MESES CONTRA DEFECTOS DE FÁBRICA.

VALIDEZ DE OFERTA:

30 DIAS.

INCLUYE:

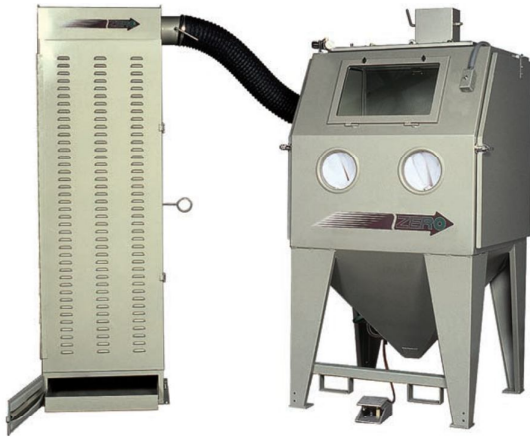
CAPACITACIÓN MONTAJE PRUEBAS DE
FUNCIONAMIENTO.

REQUISITOS PARA EL MONTAJE:

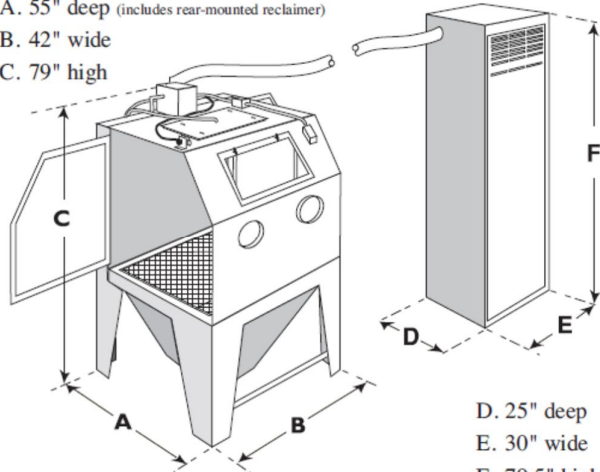
COMPRESOR DE POR LO MENOS 50 CFM, 2 TOMAS DE
AIRE EN EL LUGAR DE INSTALACIÓN Y MONTAJE, DE
IGUAL FORMA TOMAS DE ENERGÍA ELÉCTRICA 220
VOLTIOS TRIFASICO

Atentamente,

Ing. Rodrigo Trujillo Salazar
Asesor Técnico Comercial
COLUMBEC DEL ECUADOR S.A.
Cel: 0987289686
Telf: 2447-105; 2447-211 ext. 107
Fax: 2442-916
e-mail rtrujillo@columbec.com

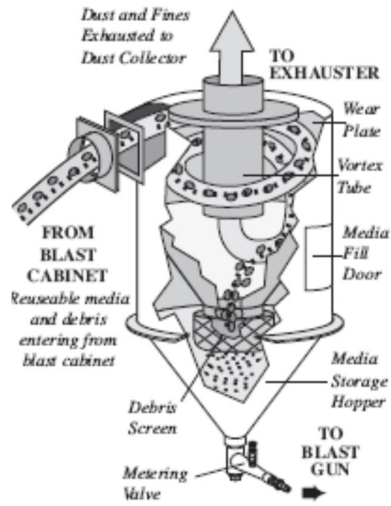


- A. 55" deep (includes rear-mounted reclaimer)
- B. 42" wide
- C. 79" high



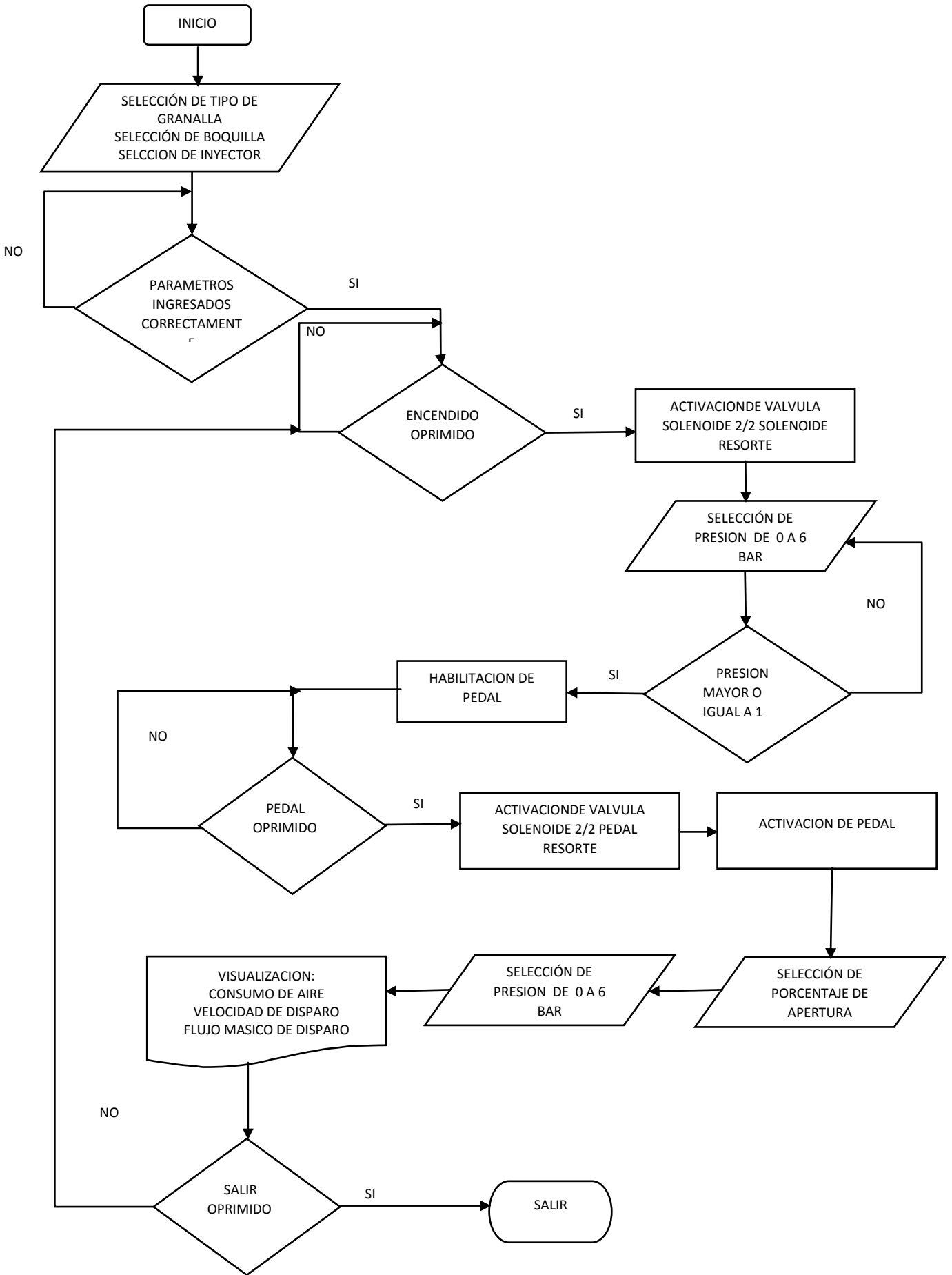
- D. 25" deep
- E. 30" wide
- F. 79.5" high

Model illustrated: BNP 65-600 DF

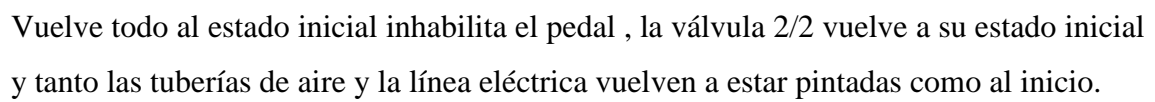


Anexo 11: DIAGRAMAS DEL PROGRAMA

DIAGRAMA DE FLUJO DEL CabSim V1.1



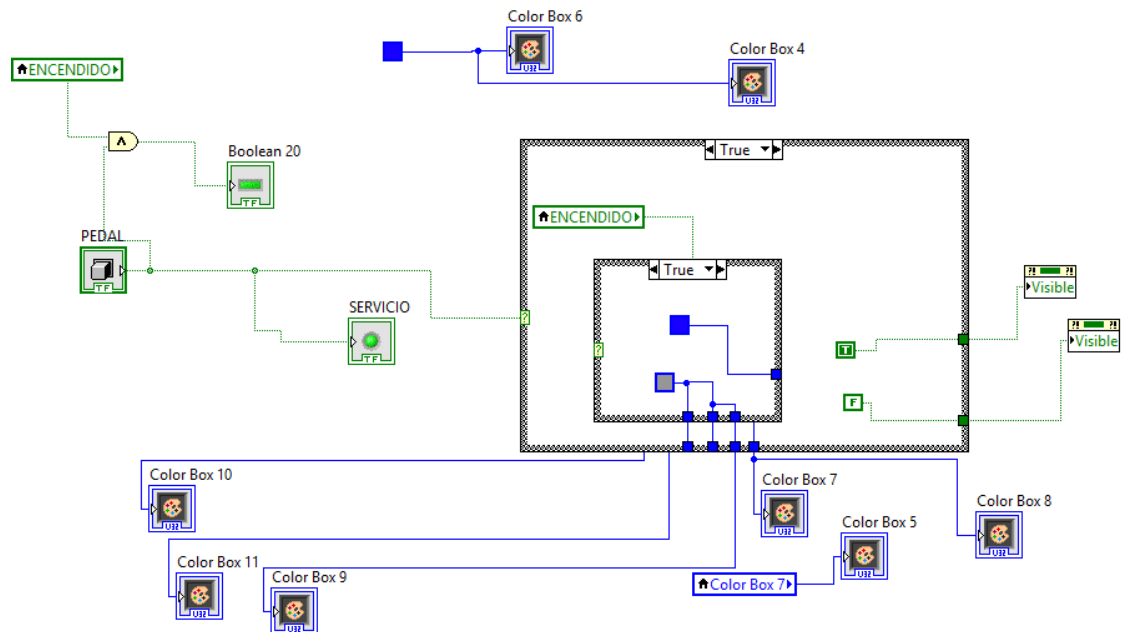
Si se acciona el botón encendido:



Vuelve todo al estado inicial inhabilita el pedal , la válvula 2/2 vuelve a su estado inicial y tanto las tuberías de aire y la línea eléctrica vuelven a estar pintadas como al inicio.

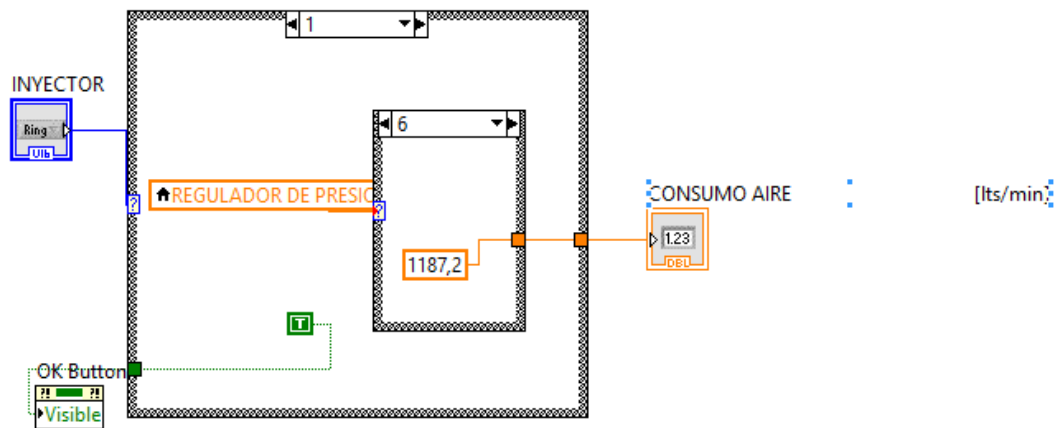
2. PEDAL ACCIONADO

El pedal solo se puede accionar si la presión en la tubería esta entre 1 y 6 bares,



Mediante una estructura case se testea que este presionado el botón de encendido y el pedal, si se cumple estas condiciones, se acciona la válvula 2/2 PEDAL-RESORTE, se pinta la tubería de aire que indica el paso de aire hasta la pistola.

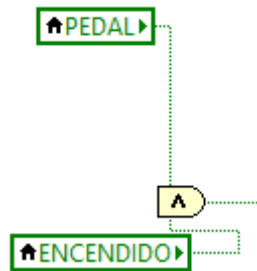
3. CONSUMO DE AIRE



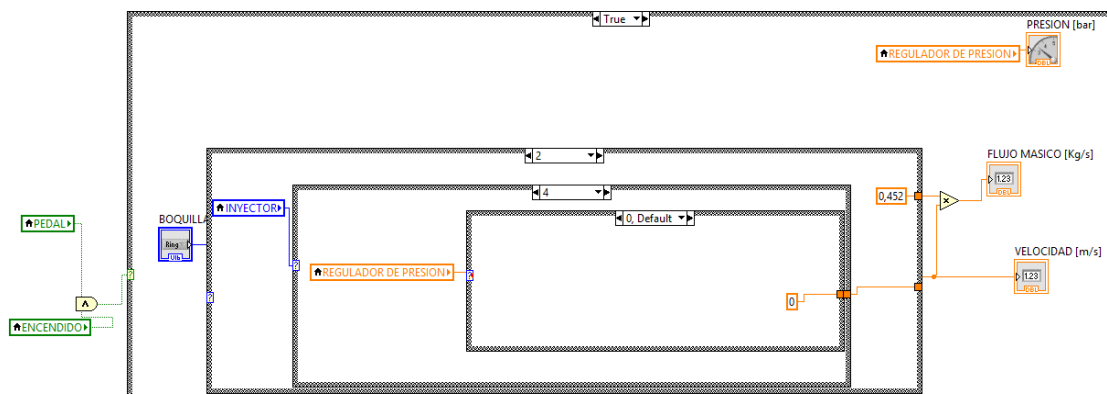
Mediante la utilización de dos estructuras case se hace la visualización del consumo de aire, los casos a considerarse son el tipo de inyector y la posición del regulador de presión que esta entre 0 y 6 bar de presión.

4. VELOCIDAD Y FLUJO MASICO

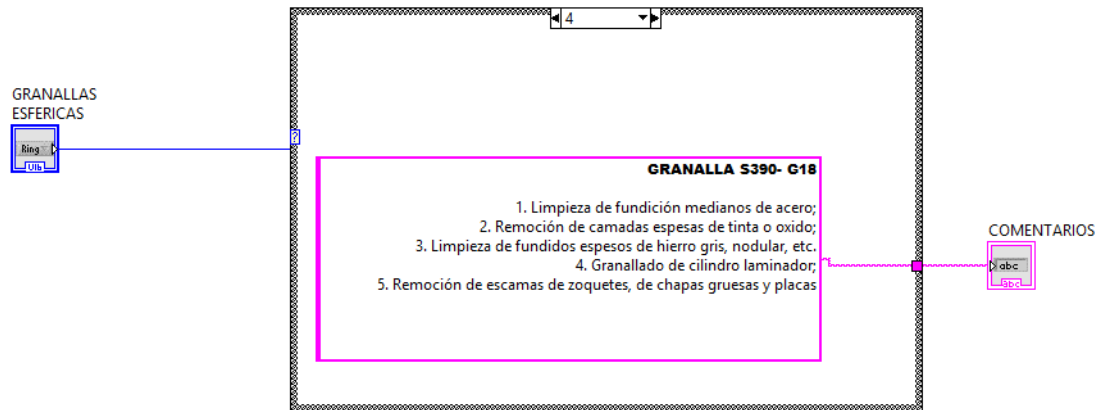
Para la visualización de la velocidad y el flujo másico primero es necesario establecer condiciones como el botón de encendido y el pedal están accionados, para ello al ingreso de la estructura case que servirá para el cálculo de velocidad y flujo másico se utiliza estas dos condiciones utilizando un operador booleano and. Ver siguiente figura.



La velocidad y flujo másico depende de varias variables como son la boquilla el inyector y la regulación de presión, en la programación se utiliza 3 estructuras case para la visualización de la velocidad y flujo másico.

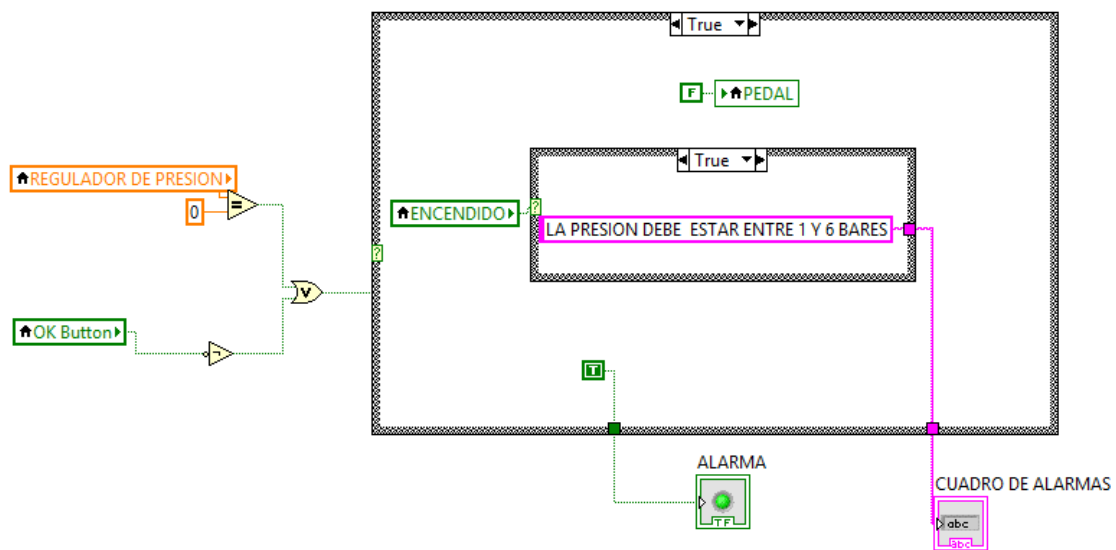


5. VISUALIZACION DE COMENTARIOS



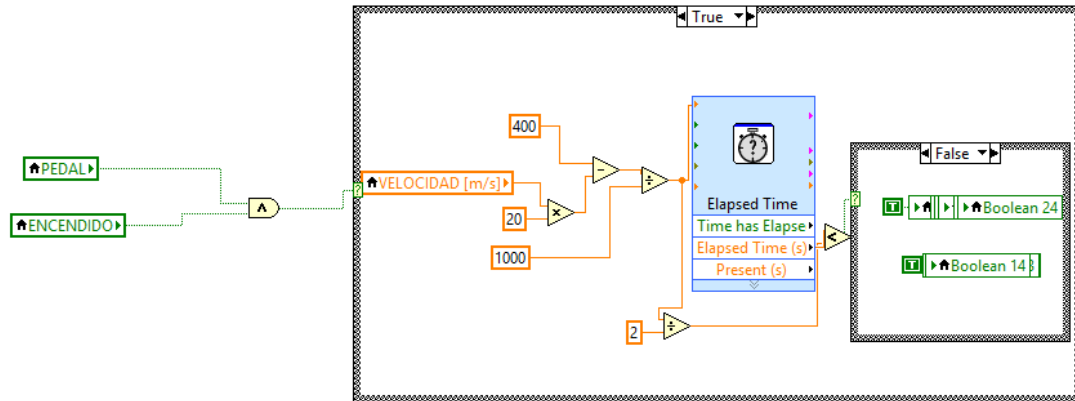
Para visualizar comentarios en relación al tipo de granalla y sus respectivas características se utiliza el control con el cual se elige el tipo de granalla, una estructura case que contendrá los comentarios para cada tipo de granalla, y un visualizador de texto.

6. CUADRO DE ALARMAS



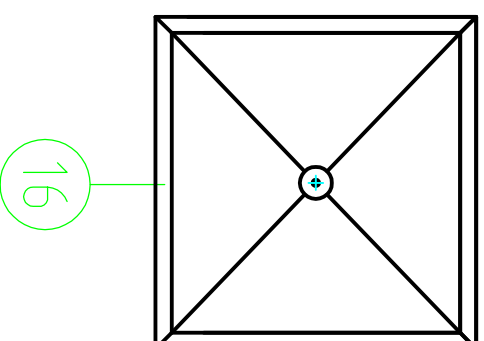
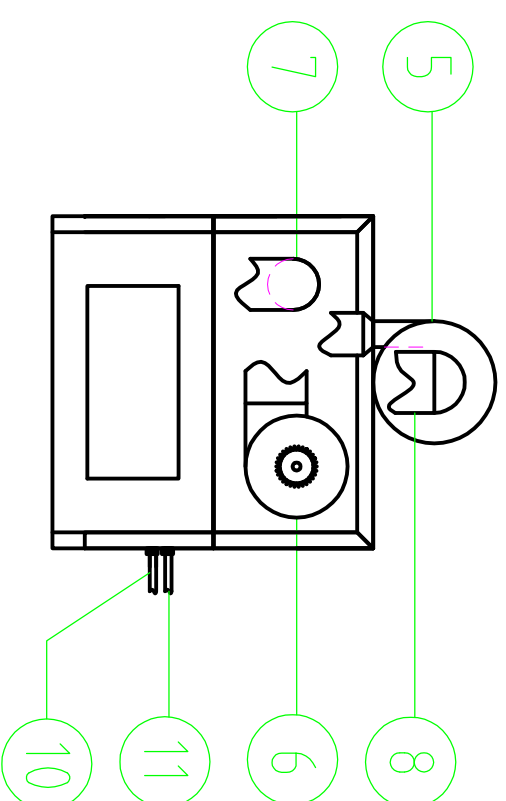
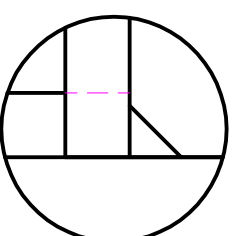
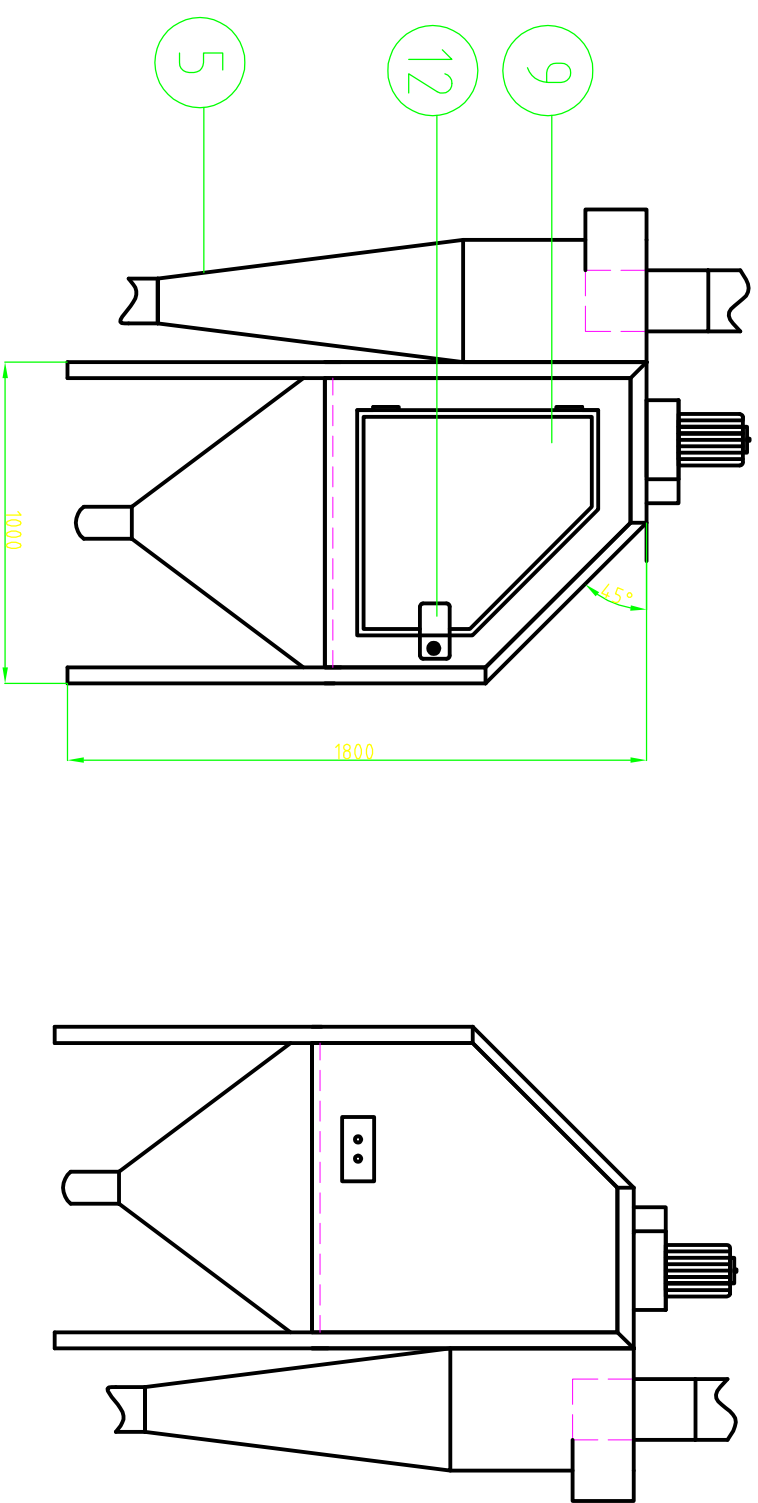
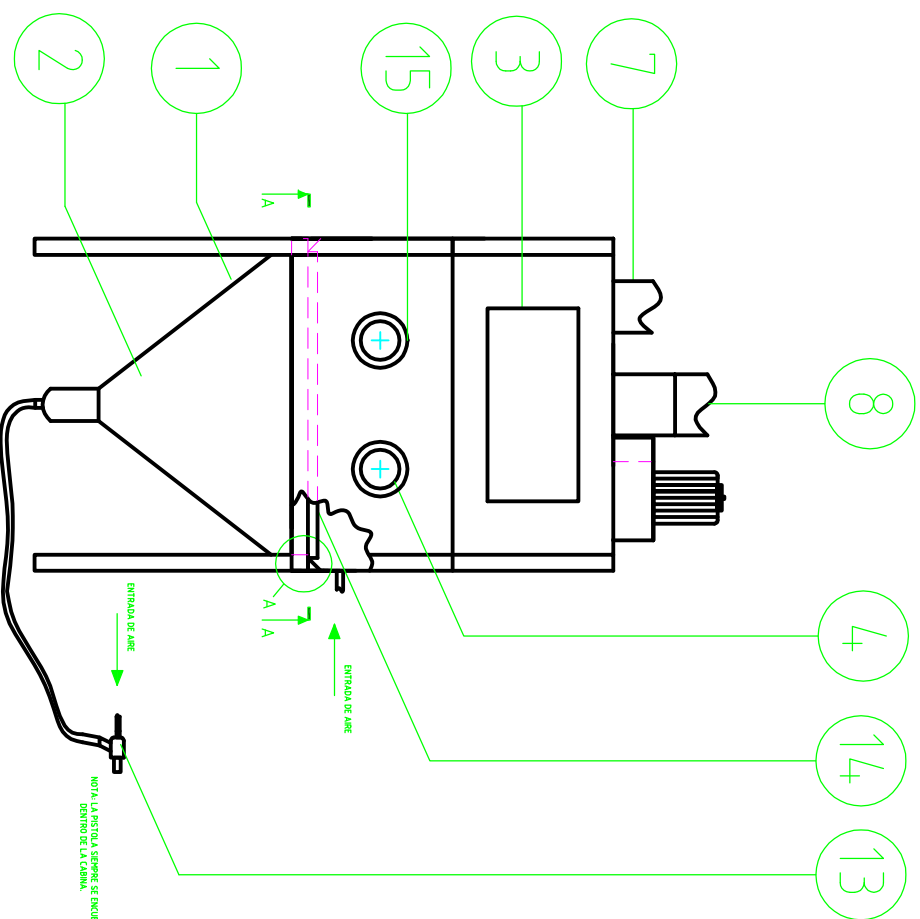
Se utiliza un cuadro de alarma para indicar que la presión es 0, para ello se utiliza dos estructuras case la primera testea si la presión es igual a 0 y se ha oprimido el botón de encendido, la segunda estructura case sirve para seleccionar el mensaje de error a visualizarse, si la presión es menor a 1 se visualiza el mensaje de error LA PRESION DEBE ESATR ENTRE 1 Y 6 BARES.

7. VELOCIDAD DE PARPADEO DE LEDS

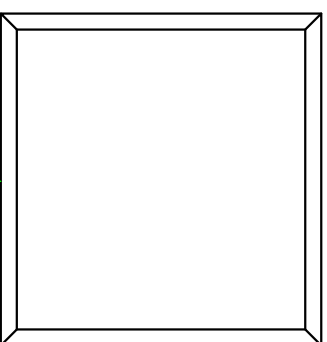
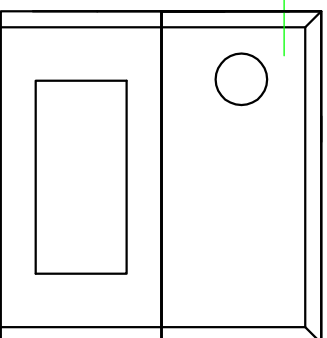
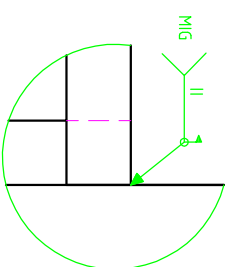
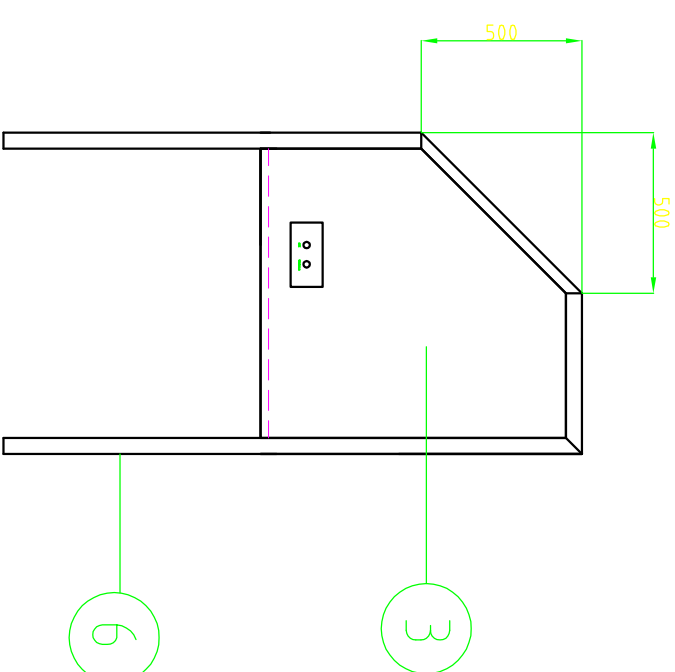
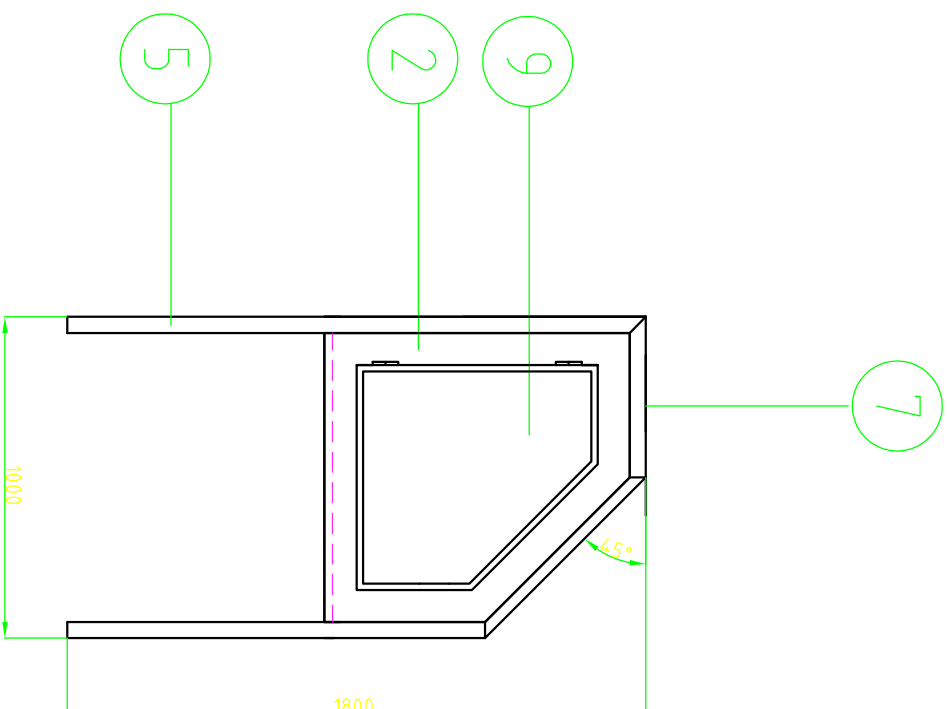
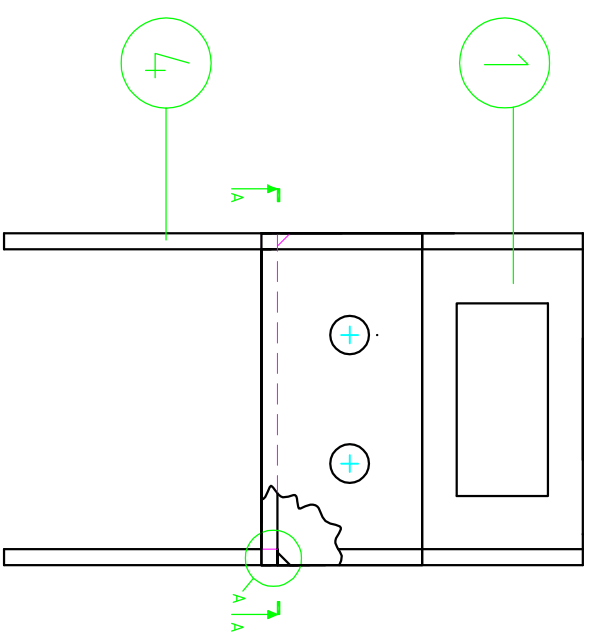


Para la velocidad de parpadeo de leds que indica el disparo de granalla, se utiliza una estructura case que testea si se ha oprimido el botón de encendido y se ha oprimido el pedal, adicionalmente se utiliza una estructura de tiempo que será la encargada de proporcionar el tiempo de parpadeo de leds, en base a la velocidad de disparo.

Anexo 12: PLANOS



17	Pedal	1	UNSPSC 40101601	Aceero ASTM A 36	100x200x50	Normalizado
16	Soporte de rejilla	1	001.001.010	Aceero ASTM A 36	50x50x3	Subconjunto
15	Apriete de guantera	1	001.007.000	Aceero ASTM A 36	Ø170	Subconjunto
14	Rejilla	1	001.004.000	Aceero ASTM A 36	100	Subconjunto
13	Pistola de granalla	1	N/A	Aluminio	100	Normalizado
12	Cerradura	1	PRTE INEN 166	Aceero, Bronce	Ø132	Normalizado
11	Manguera de granalla	1	DIN 20022-1SN	Caucho U-A2	Ø4,5	Normalizado
10	Manguera de aire	1	ISO 37.94	Nylon, Polietileno	Ø4,5	Normalizado
9	Puerta	1	001.001.009	Aceero ASTM 653	750X700X0.9	Subconjunto
8	Manga	1	ASHRAE 18	Aluminio	Ø190	Normalizado
7	Ducto de extraccion	1	ASHRAE 18	Aceero ASTM 653	Ø132	Normalizado
6	Extractor radial	1	UNSPSC 40101601	Aluminio	Ø 318	Normalizado
5	Ciclón	1	001.003.000	Aceero ASTM 653	Ø 380	Subconjunto
4	Guantes largos de soldadura	2	Nch 1115	Cuero	N/A	Normalizado
3	Visor	1	001.006.000	Vidrio	600X400X6	Subconjunto
2	Tolva	1	001.002.000	Aceero ASTM 653	1033x1000x800	Subconjunto
1	Cabina	1	001.001.000	Aceero ASTM 653	1033X1000X1000	Subconjunto
N.	DENOMINACION.	CANT.	NORMA	MATERIAL	DIM. BRUTAS	OBSERV.
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA		UPS		Dis.	Espinosa Teran Alfonso Nicolás	2015-04-14
				Dip.	Espinosa Teran Alfonso Nicolás	2015-04-14
				Rev.	Ing. Salvatore Reina	2015-04-14
CABINA DE SANDBLASTING		Esc.	1:25	Código	001.000.000	Tol. gral. ±0.2



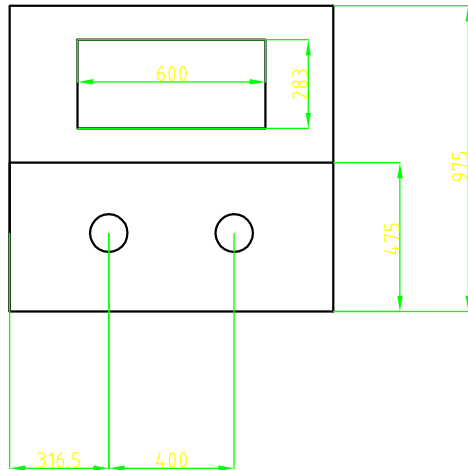
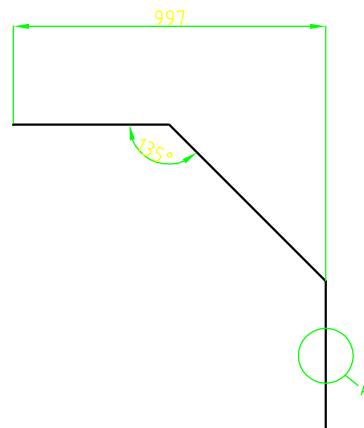
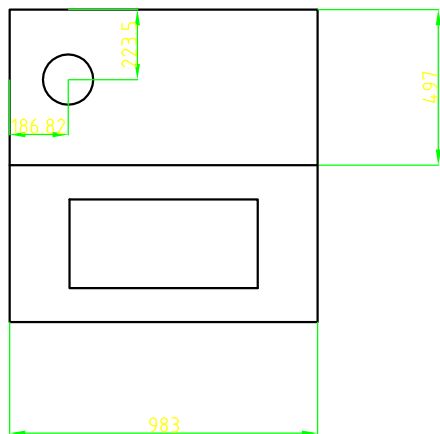
DETALLE A
ESCALA 4:1

CORTE A -A
ESCALA 1:1

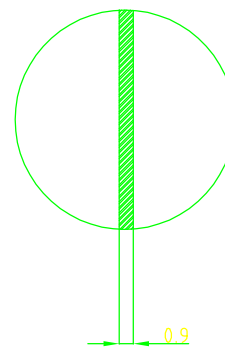
10	Soporte de rejilla	1	001.001.010	Acero ASTM A 36	1036x1000X3	Pintado	E
9	Puerta	1	001.001.009	Acero ASTM 653	703X753X0.9	Pintado	
8	Tranversal diagonal	1	001.001.008	Acero ASTM A 36	710X53X3	Pintado	E
7	Tranversal superior	1	001.001.007	Acero ASTM A 36	497X50X3	Pintado	
6	Parante posterior	1	001.001.006	Acero ASTM A 36	1803X53X3	Pintado	F
5	Parante delantero	1	001.001.005	Acero ASTM A 36	1303X53X3	Pintado	
4	Tapa posterior	2	001.001.004	Acero ASTM 653	953X986X0.9	Pintado	F
3	Tapa derecha	1	001.001.003	Acero ASTM 653	953X953X0.9	Pintado	
2	Tapa izquierda	1	001.001.002	Acero ASTM 653	953X953X0.9	Pintado	F
1	Tapa Frontal	1	001.001.001	Acero ASTM 653	986X978X0.9	Pintado	
N.	DENOMINACION	CANT.	NORMA	MATERIAL	DIM. BRUTAS	OBSERV.	

CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	UPS	Dis.	Espinosa Teran Alfonso Nicolás	2015-04-14
		Dib.	Espinosa Teran Alfonso Nicolás	2015-04-14
		Rev.	Ing. Salvatore Reina	2015-04-14

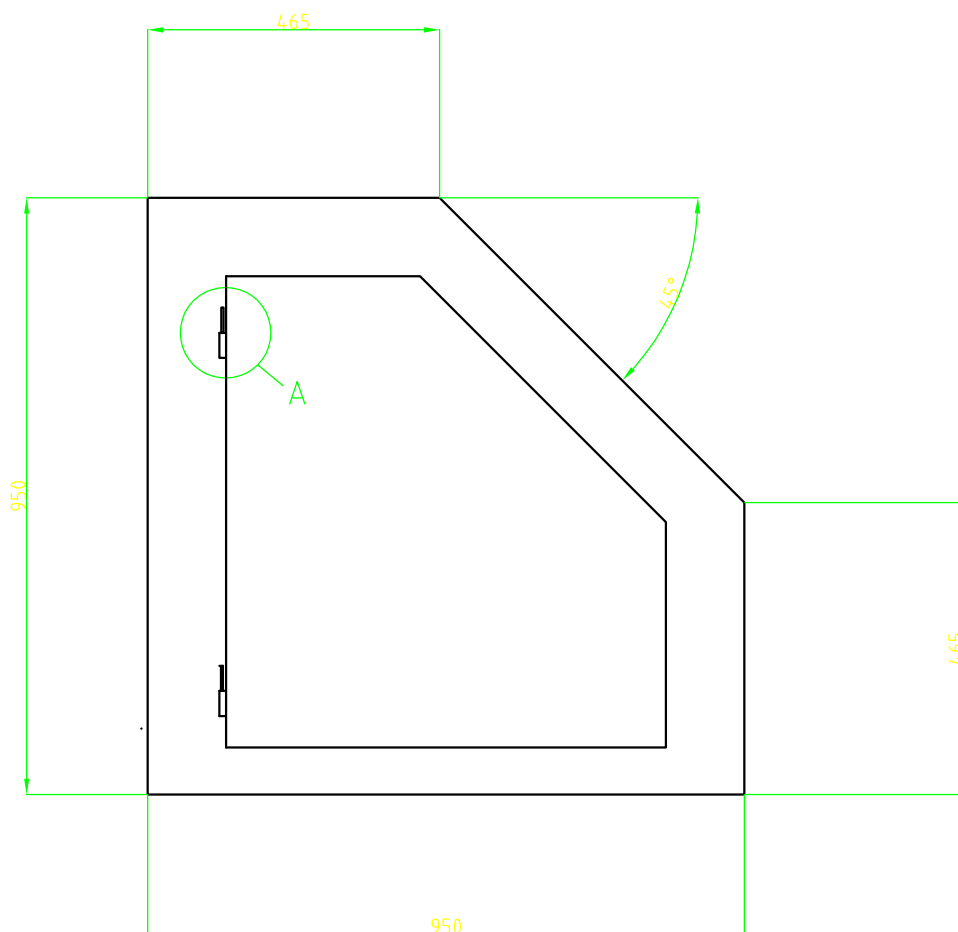
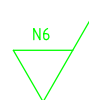
CABINA	Esc. 1:25	Código	001.001.000	Tol. gral. ±0.2
--------	--------------	--------	-------------	--------------------



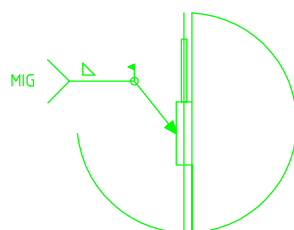
DETALLE A
ESCALA 50:1



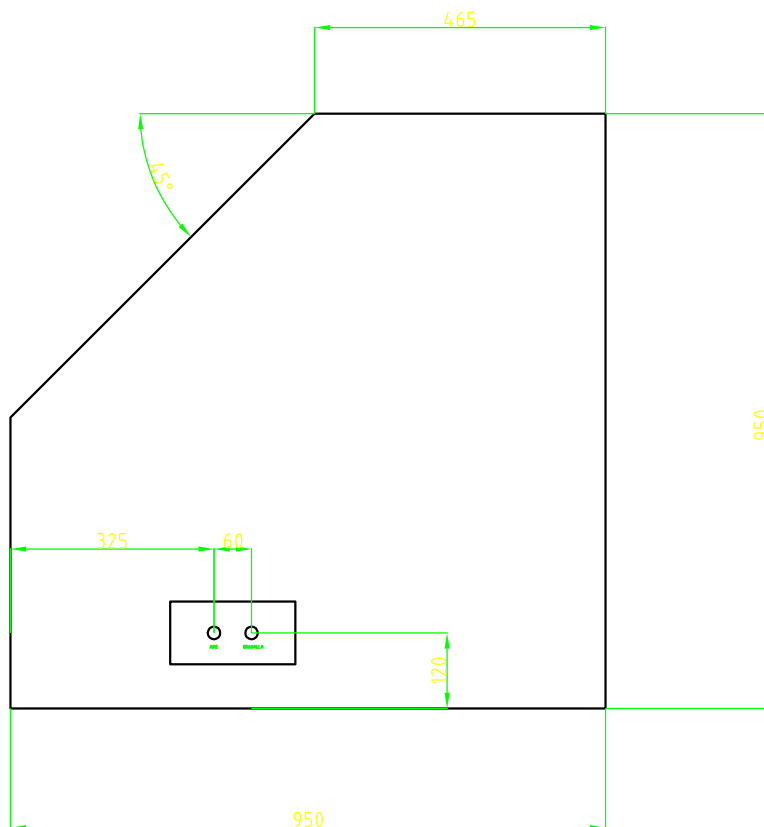
Tratamiento térmico:	N/A:	Material:	Dim. brutas:
Recubrimiento:	N/A:	ACERO ASTM 653	986X978X0.9
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	UPS	Dis.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán
		Dib.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán
		Rev.	Ing. Salvatore Reina
Tapa frontal	Esc. 1:25	Código	001.001.001
			Tol. gral. ±0.2



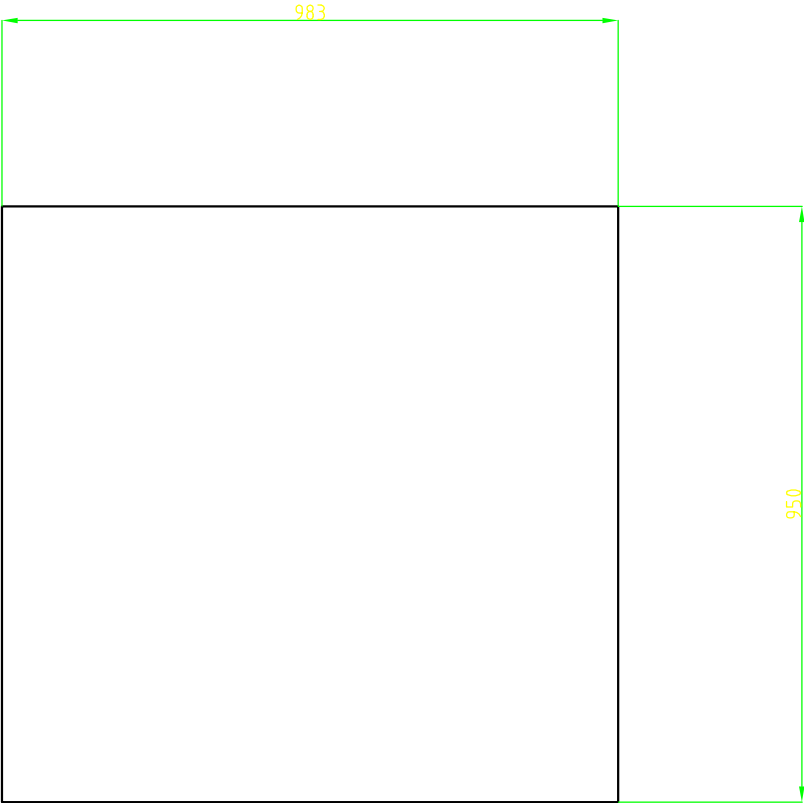
DETALLE A
ESCALA 5:1



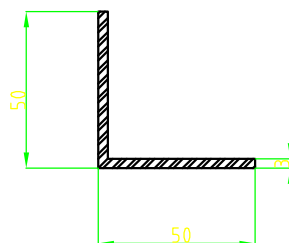
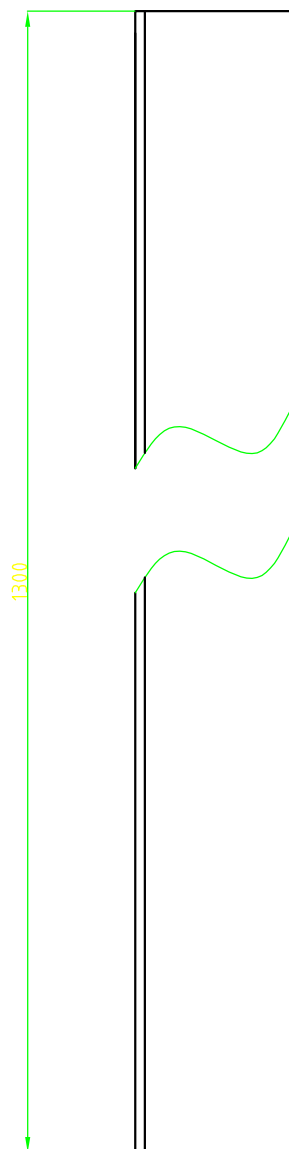
Tratamiento térmico:	N/A:	Material:		Dim. brutas:	
Recubrimiento:	N/A:	ACERO ASTM 653		953X953X0.9	
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	UPS	Dis.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán	2015-04-14	
		Dib.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán	2015-04-14	
		Rev.	Ing. Salvatore Reina	2015-04-14	
Tapa izquierda	Esc. 1:15	Código	001.001.002	Tol. gral. ±0.2	



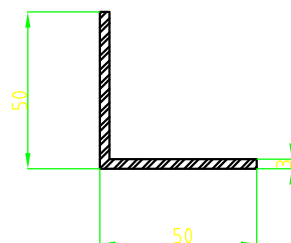
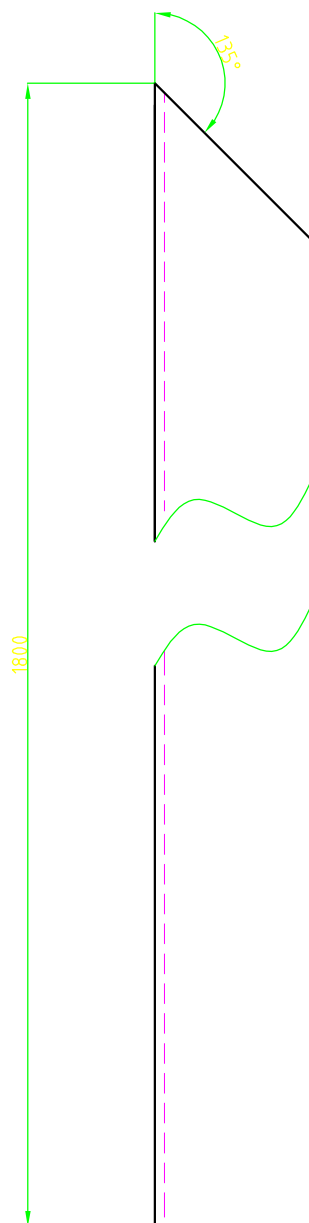
Tratamiento térmico:	N/A:	Material:	Dim. brutas:
Recubrimiento:	N/A:	ACERO ASTM 653	953X953X0.9
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	UPS	Dis.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán
		Dib.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán
		Rev.	Ing. Salvatore Reina
Tapa derecha	Esc. 1:15	Código	001.001.003
		Tol. gral. ±0.2	



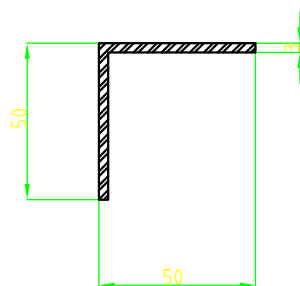
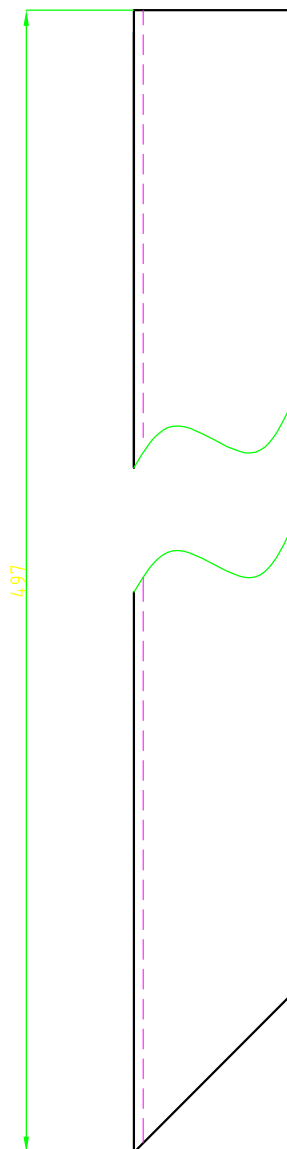
Tratamiento térmico:	N/A:	Material:		Dim. brutas:	
Recubrimiento:	N/A:	ACERO ASTM 653		953X986X0.9	
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	UPS	Dis.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán	2015-04-14	
		Dib.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán	2015-04-14	
		Rev.	Ing. Salvatore Reina	2015-04-14	
Tapa posterior	Esc. 1:15	Código	001.001.004	Tol. gral. ±0.2	



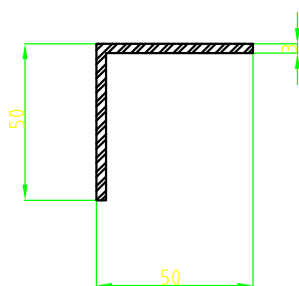
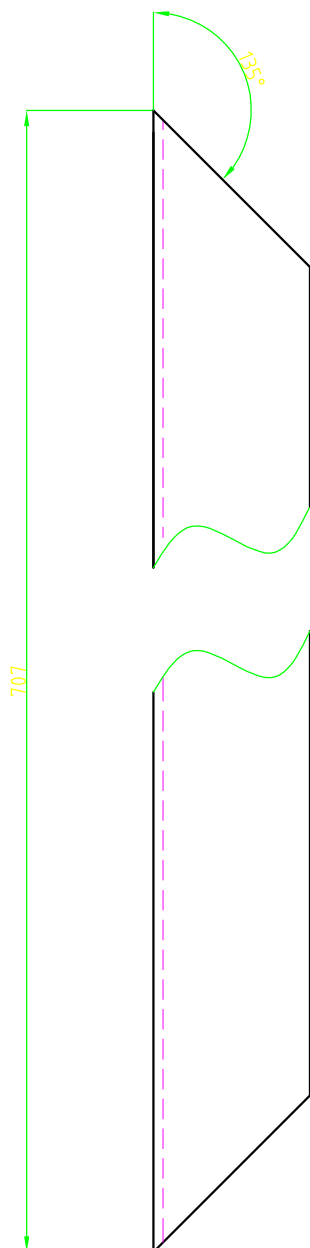
Tratamiento térmico:	N/A:	Material:		Dim. brutas:	
Recubrimiento:	N/A:	ACERO ASTM 653		1303X53X3	
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	UPS	Dis.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán	2015-04-14	
		Dib.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán	2015-04-14	
		Rev.	Ing. Salvatore Reina	2015-04-14	
Parante delantero	Esc. 1:5	Código	001.001.005	Tol. gral. ±0.2	



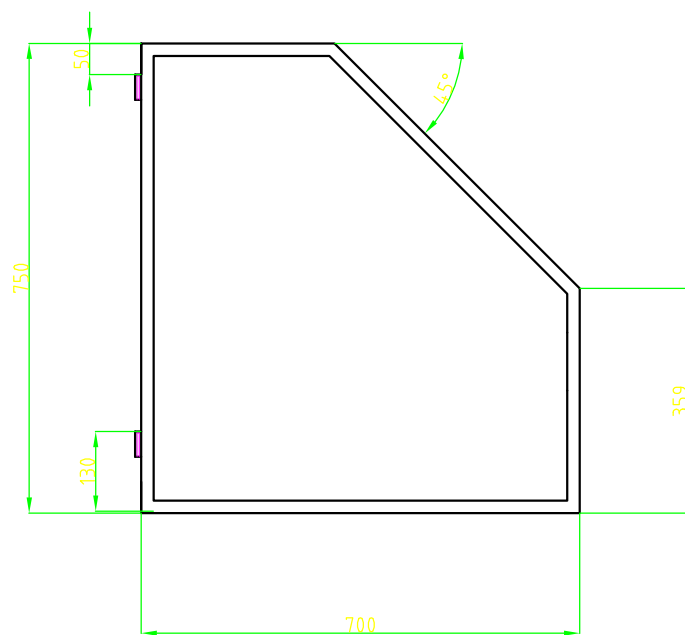
Tratamiento térmico:	N/A:	Material:	Dim. brutas:
Recubrimiento:	N/A:	ACERO ASTM 653	1803X53X3
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	UPS	Dis.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán
		Dib.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán
		Rev.	Ing. Salvatore Reina
Parante posterior	Esc. 1:5	Código	001.001.006
			Tol. gral. ±0.2



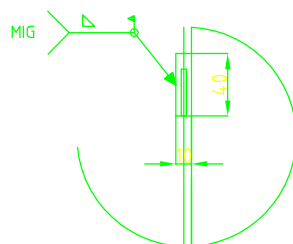
Tratamiento térmico:	N/A:	Material:		Dim. brutas:	
Recubrimiento:	N/A:	ACERO ASTM 653		497X50X3	
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	UPS	Dis.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán	2015-04-14	
		Dib.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán	2015-04-14	
		Rev.	Ing. Salvatore Reina	2015-04-14	
Transversal superior	Esc. 1:5	Código	001.001.007	Tol. gral. ±0.2	



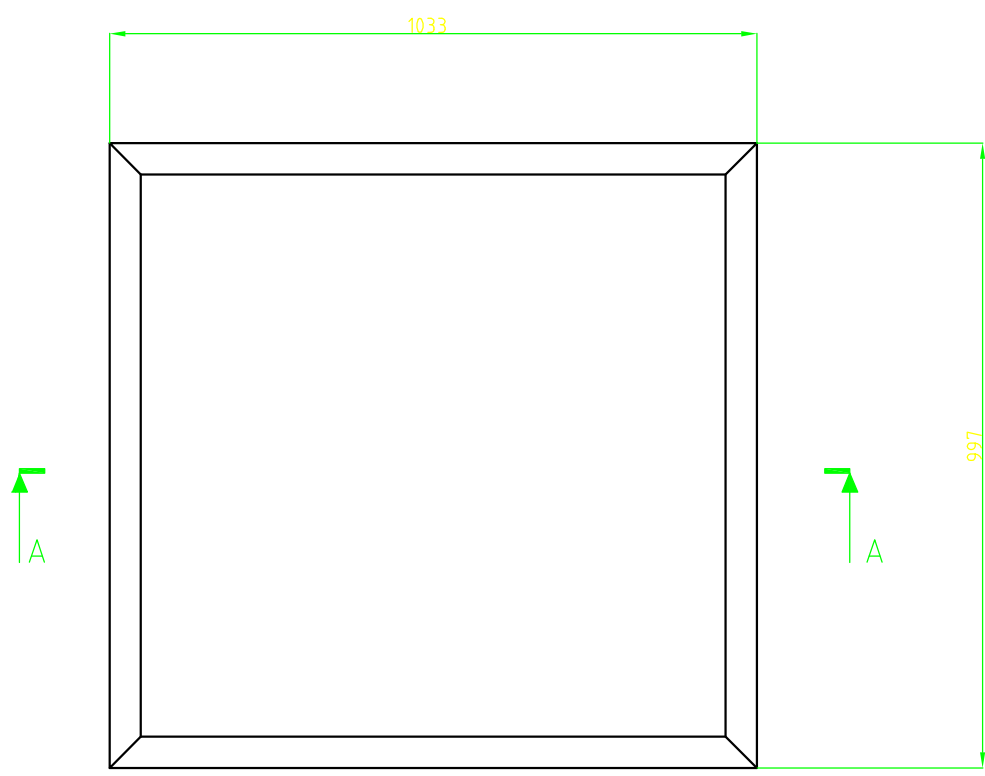
Tratamiento térmico:	N/A:	Material:	Dim. brutas:
Recubrimiento:	N/A:	ACERO ASTM 653	710X53X3
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	UPS	Dis.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán
		Dib.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán
		Rev.	Ing. Salvatore Reina
Transversal diagonal	Esc. 1:5	Código	001.001.008
			Tol. gral. ±0.2



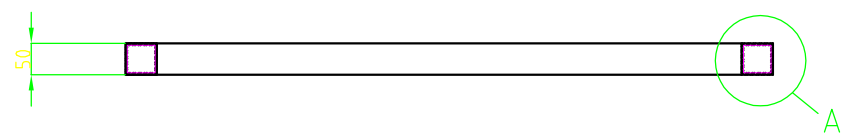
DETALLE A
ESCALA 5:1



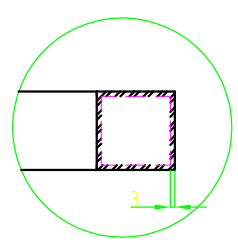
Tratamiento térmico:	N/A:	Material:	Dim. brutas:
Recubrimiento:	N/A:	ACERO ASTM 653	703X753X0.9
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	UPS	Dis.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán
		Dib.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán
		Rev.	Ing. Salvatore Reina
Puerta	Esc. 1:15	Código	001.001.009
		Tol. gral. ±0.2	



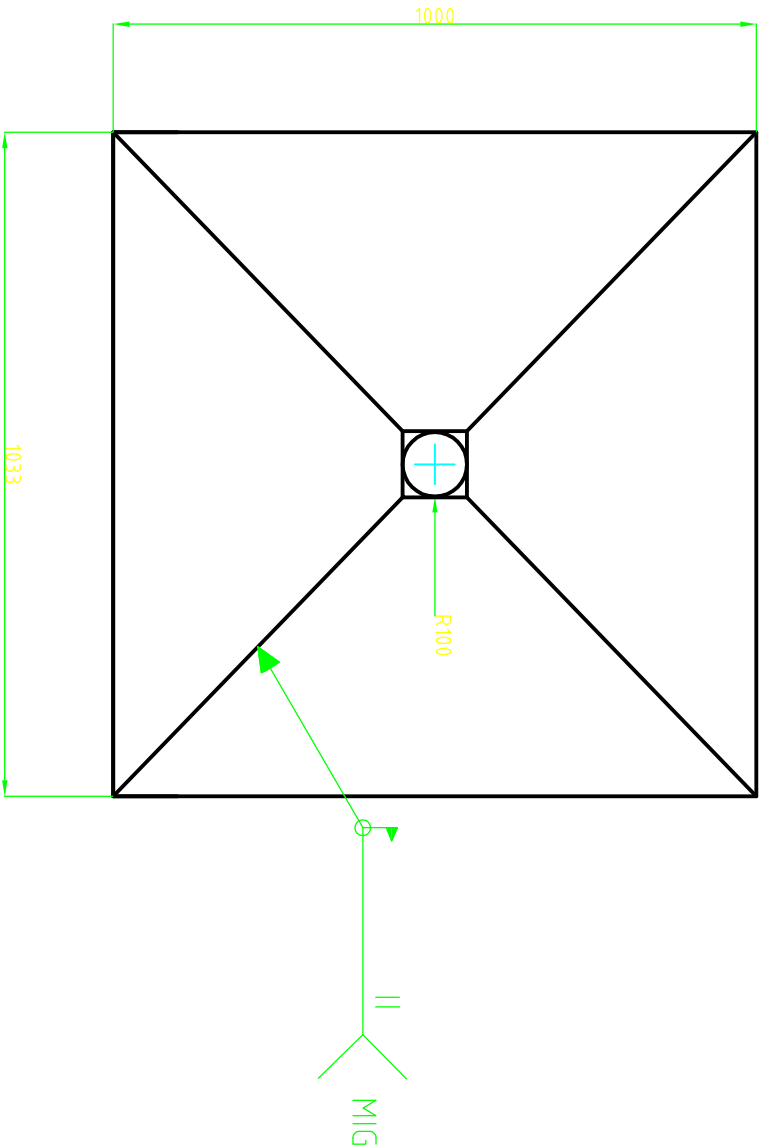
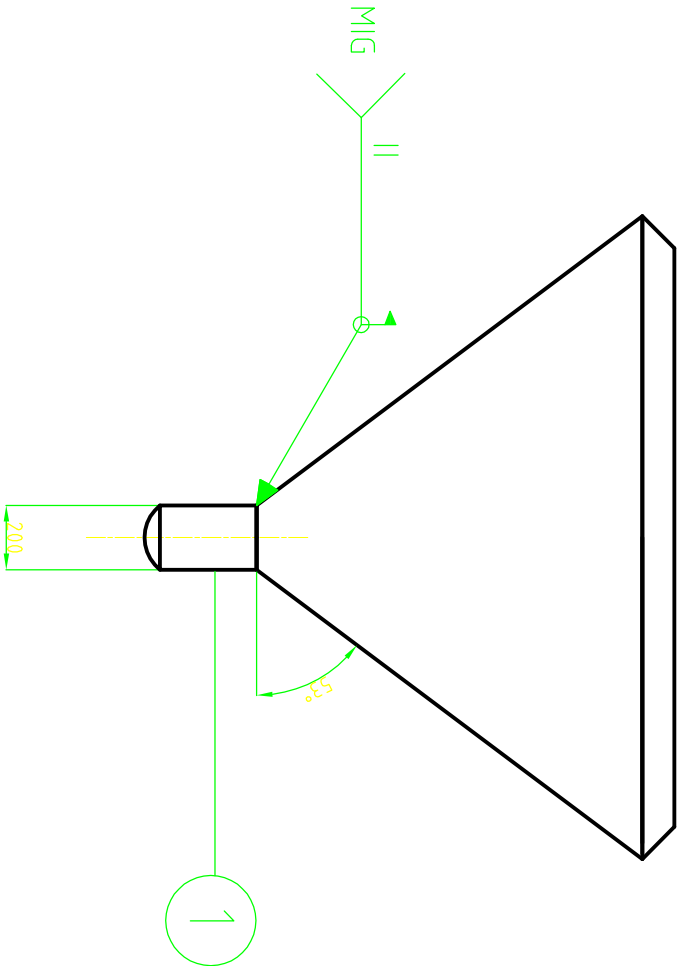
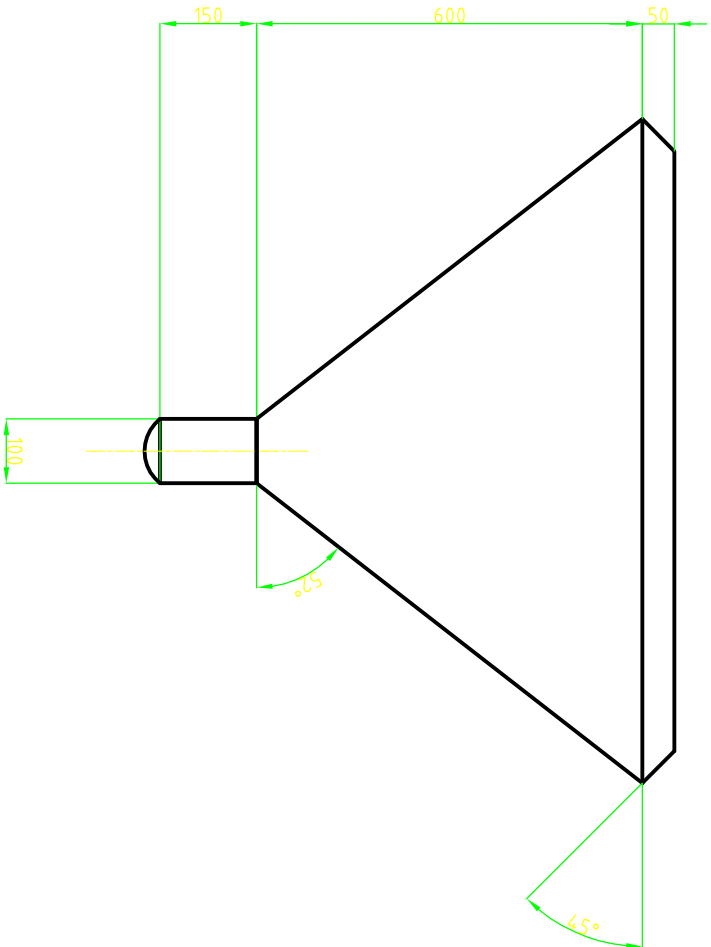
CORTE A - A
ESCALA 1:1



DETALLE A
ESCALA 5:1

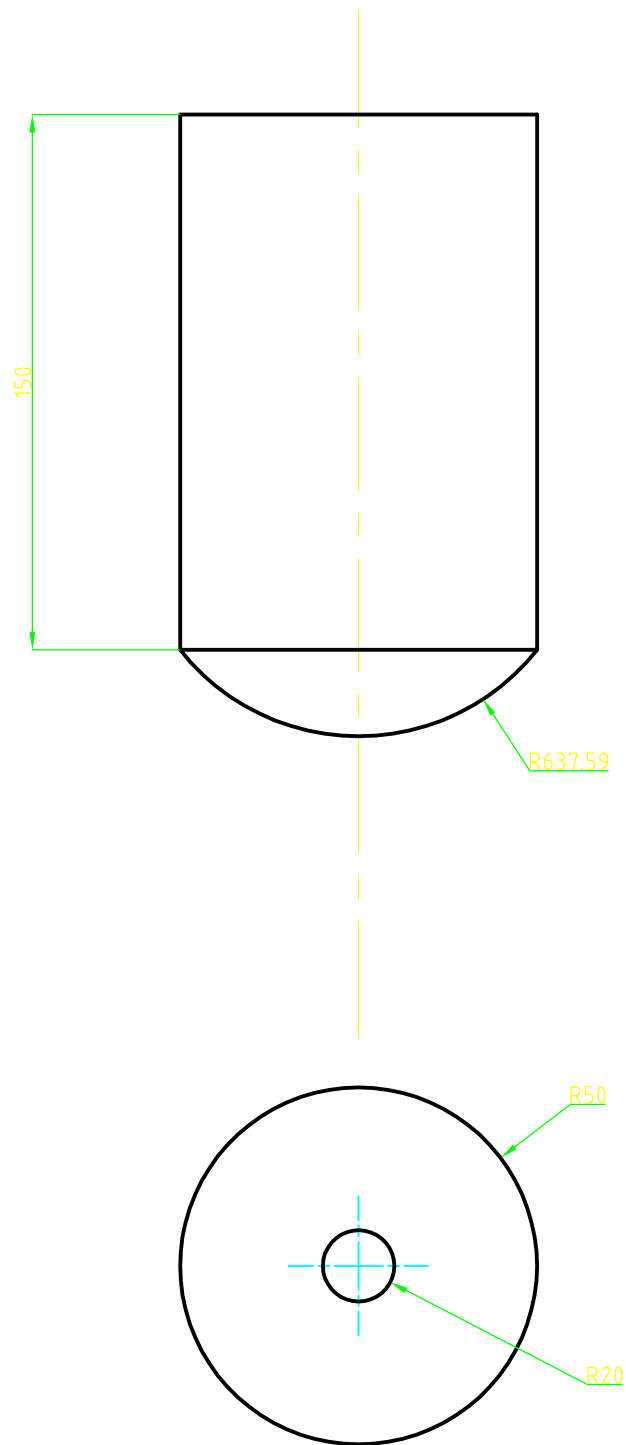


Tratamiento térmico:	N/A:	Material:		Dim. brutas:	
Recubrimiento:	N/A:	ACERO ASTM 653		1036x1000X3	
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	UPS	Dis.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán	2015-04-14	
		Dib.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán	2015-04-14	
		Rev.	Ing. Salvatore Reina	2015-04-14	
Soporte de rejilla	Esc. 1:15	Código	001.001.010	Tol. gral. ±0.2	

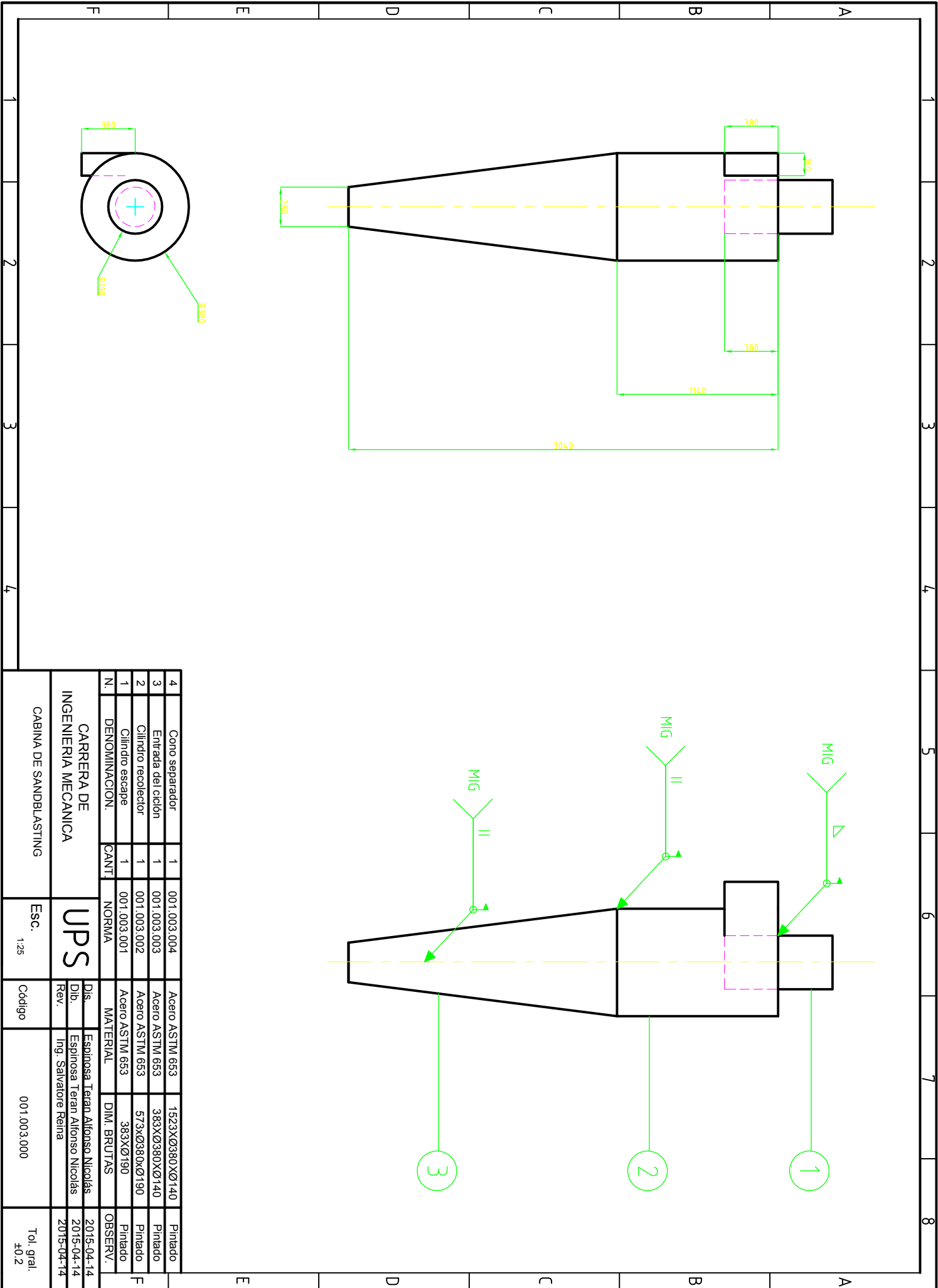


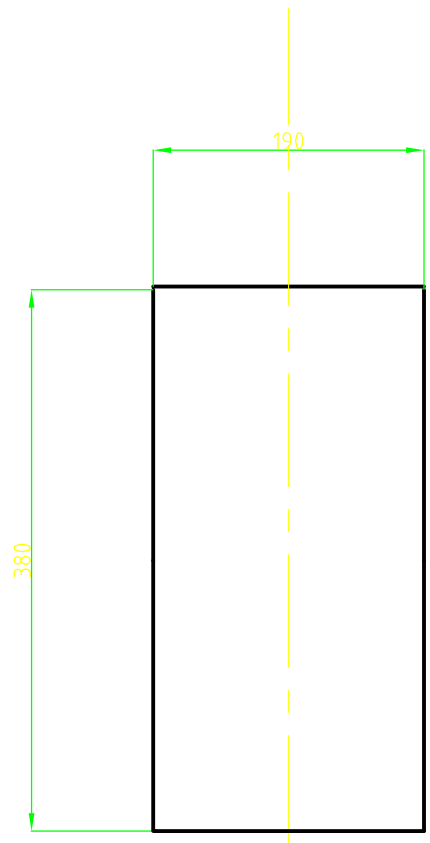
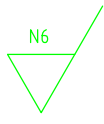
1	2	3	4	5	6	7	8
A							
B							
C							
D							
E							
F							
1	2	3	4	5	6	7	8
A							
B							
C							
D							
E							
F							

1	Recolector de granalla	1	001.002.001	Acero ASTM 653	153XØ100	Subconjunto	
N.	DENOMINACION.	CANT.	NORMA	MATERIAL	DIM. BRUTAS	OBSERV.	
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA			UPS	Dis.	Espinosa Teran Alfonso Nicolás	2015-04-14	
				Dib.	Espinosa Teran Alfonso Nicolás	2015-04-14	
				Rev.	Ing. Salvatore Reina	2015-04-14	
Tolva			Esc. 1:15	Código	001.002.000	Tol. gral. ±0.2	



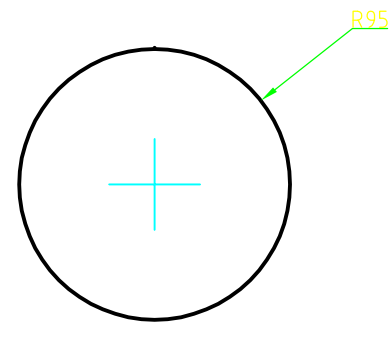
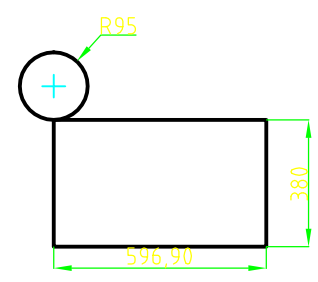
Tratamiento térmico:	N/A:	Material:	Dim. brutas:
Recubrimiento:	N/A:	ACERO ASTM 653	153XØ100
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	UPS	Dis.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán
		Dib.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán
		Rev.	Ing. Salvatore Reina
Recolector de granalla	Esc. 1:15	Código	001.002.001
		Tol. gral. ±0.2	



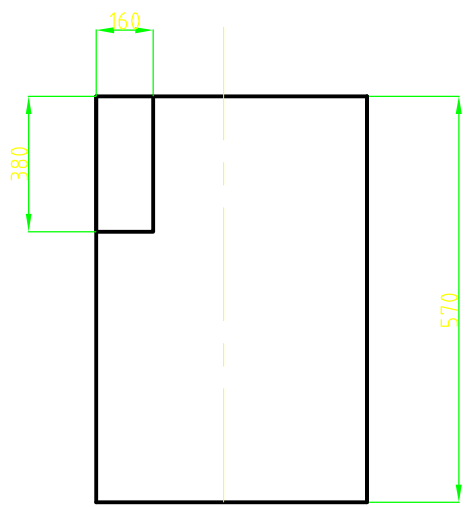
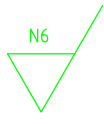


Desarrollo:

Escala 1:5

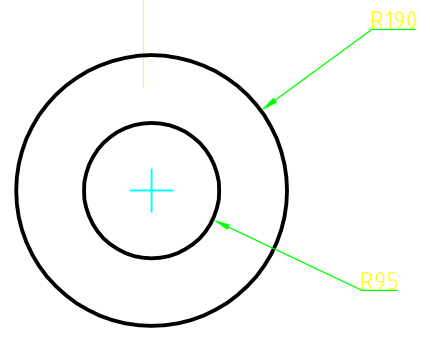
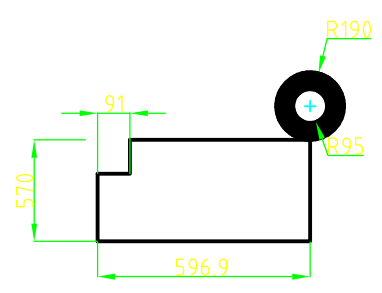


Tratamiento térmico:	N/A:	Material:		Dim. brutas:	
Recubrimiento:	N/A:	ACERO ASTM 653		383XØ190	
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA		UPS	Dis.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán	2015-04-14
			Dib.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán	2015-04-14
			Rev.	Ing. Salvatore Reina	2015-04-14
Cilindro de escape		Esc. 1:5	Código	001.003.001	Tol. gral. ±0.2

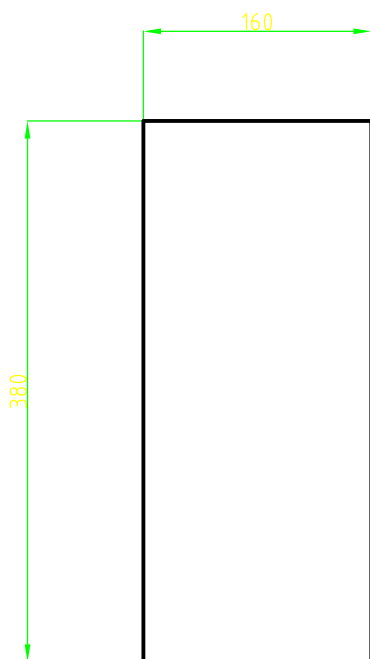
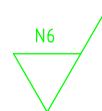


Desarrollo:

Escala 1:5

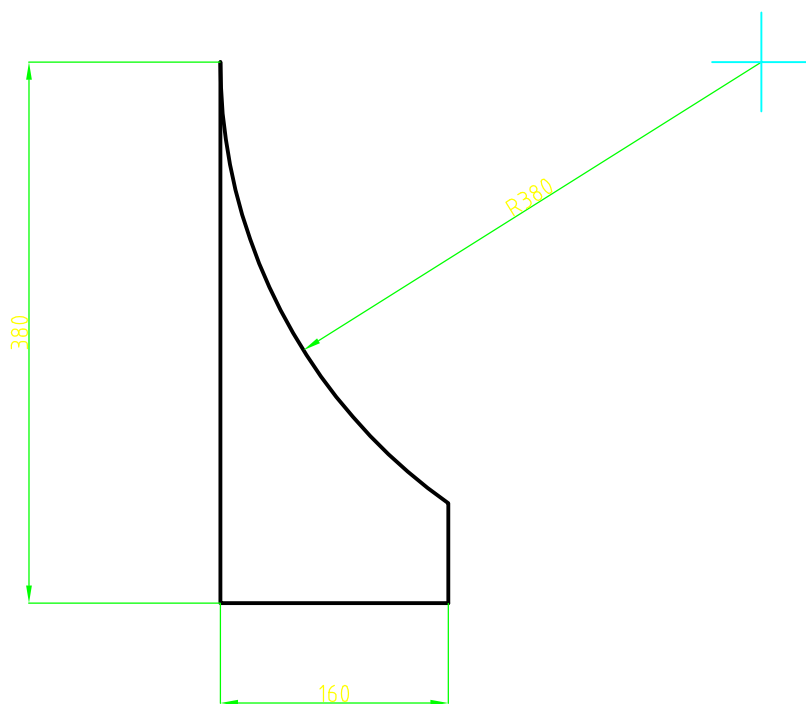
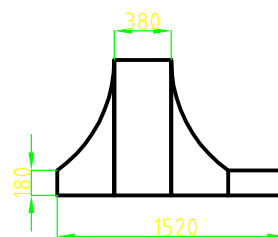


Tratamiento térmico:	N/A:	Material:		Dim. brutas:	
Recubrimiento:	N/A:	ACERO ASTM 653		573XØ380XØ190	
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA		UPS	Dis.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán	2015-04-14
			Dib.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán	2015-04-14
			Rev.	Ing. Salvatore Reina	2015-04-14
Cilindro recolector		Esc. 1:10	Código	001.003.002	Tol. gral. ±0.2

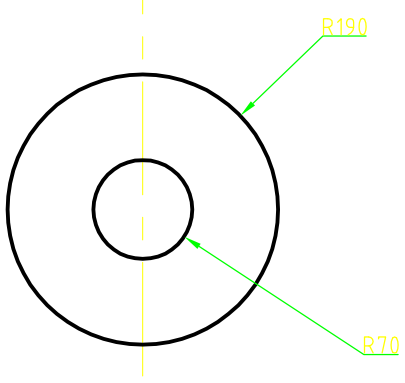
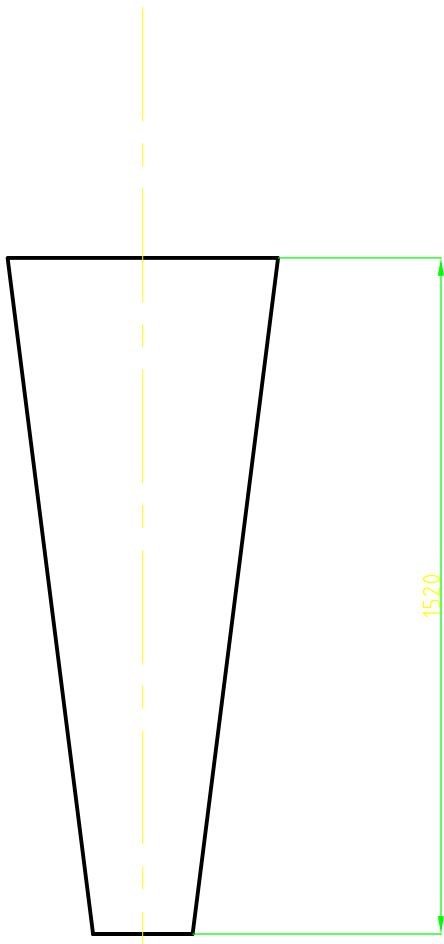
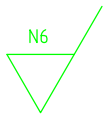


Desarrollo:

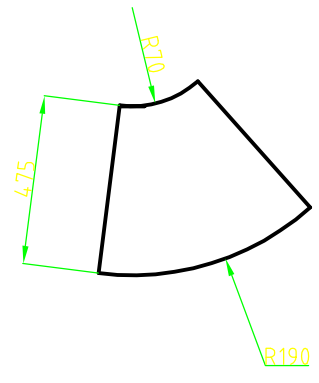
Escala 1:5



Tratamiento térmico:	N/A:	Material:	Dim. brutas:
Recubrimiento:	N/A:	ACERO ASTM 653	383X163XØ380
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	UPS	Dis.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán
		Dib.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán
		Rev.	Ing. Salvatore Reina
Entrada del ciclón	Esc. 1:40	Código	001.003.003
		Tol. gral. ±0.2	

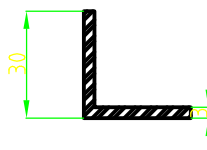
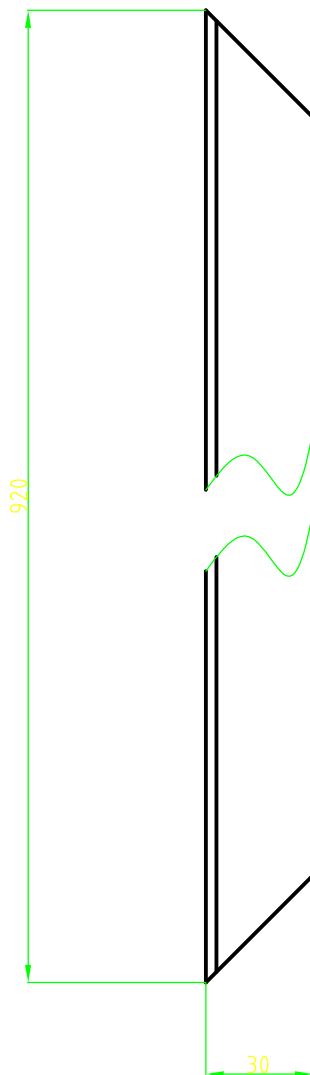


Desarrollo:
Escala 1:5

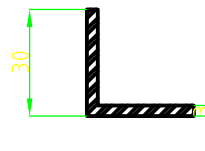
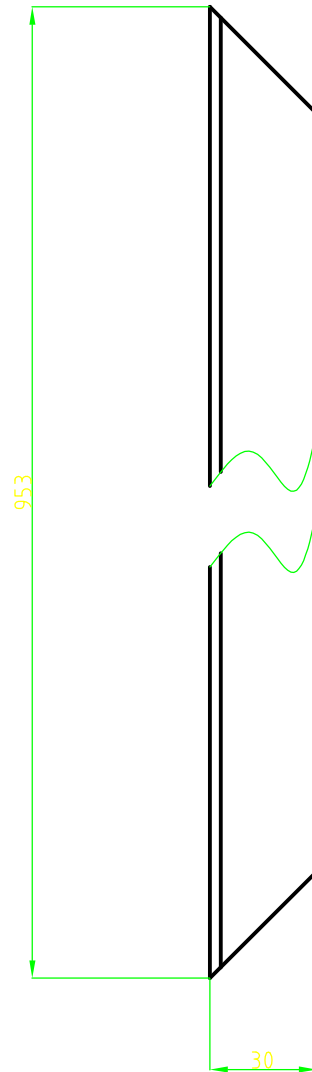
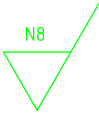


Tratamiento térmico:	N/A:	Material: ACERO ASTM 653		Dim. brutas: 1523XØ380XØ140	
Recubrimiento:	N/A:				
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	UPS	Dis.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán	2015-04-14	
		Dib.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán	2015-04-14	
		Rev.	Ing. Salvatore Reina	2015-04-14	
Cono separador	Esc. 1:20	Código	001.003.004	Tol. gral. ±0.2	

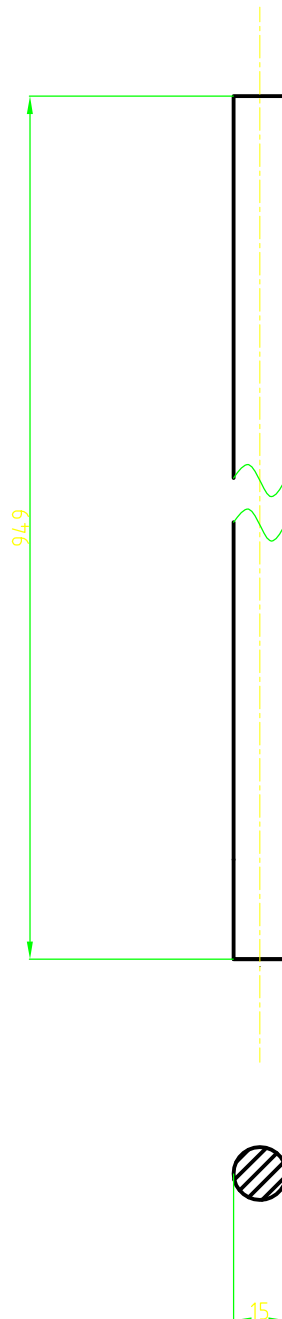
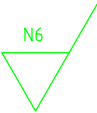
N8



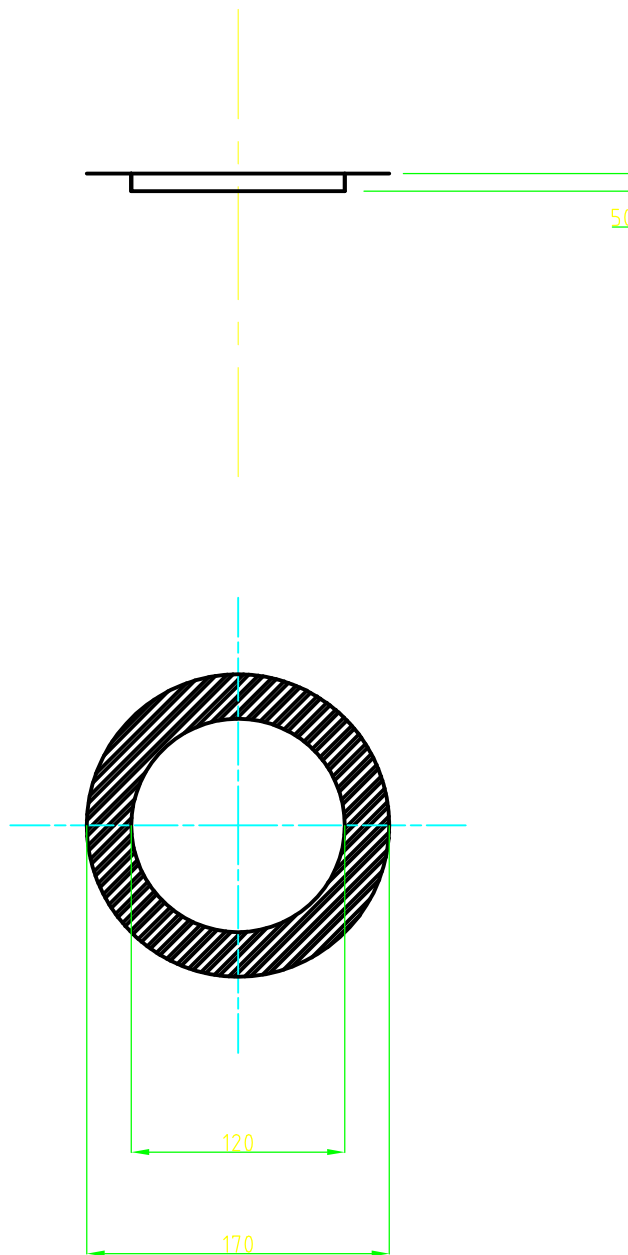
Tratamiento térmico:	N/A:	Material:	Dim. brutas:
Recubrimiento:	N/A:	ACERO ASTM A36	923X30X3
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	UPS	Dis.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán
		Dib.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán
		Rev.	Ing. Salvatore Reina
Transversal izq. y derecho	Esc. 1:5	Código	001.004.001
			Tol. gral. ±0.2



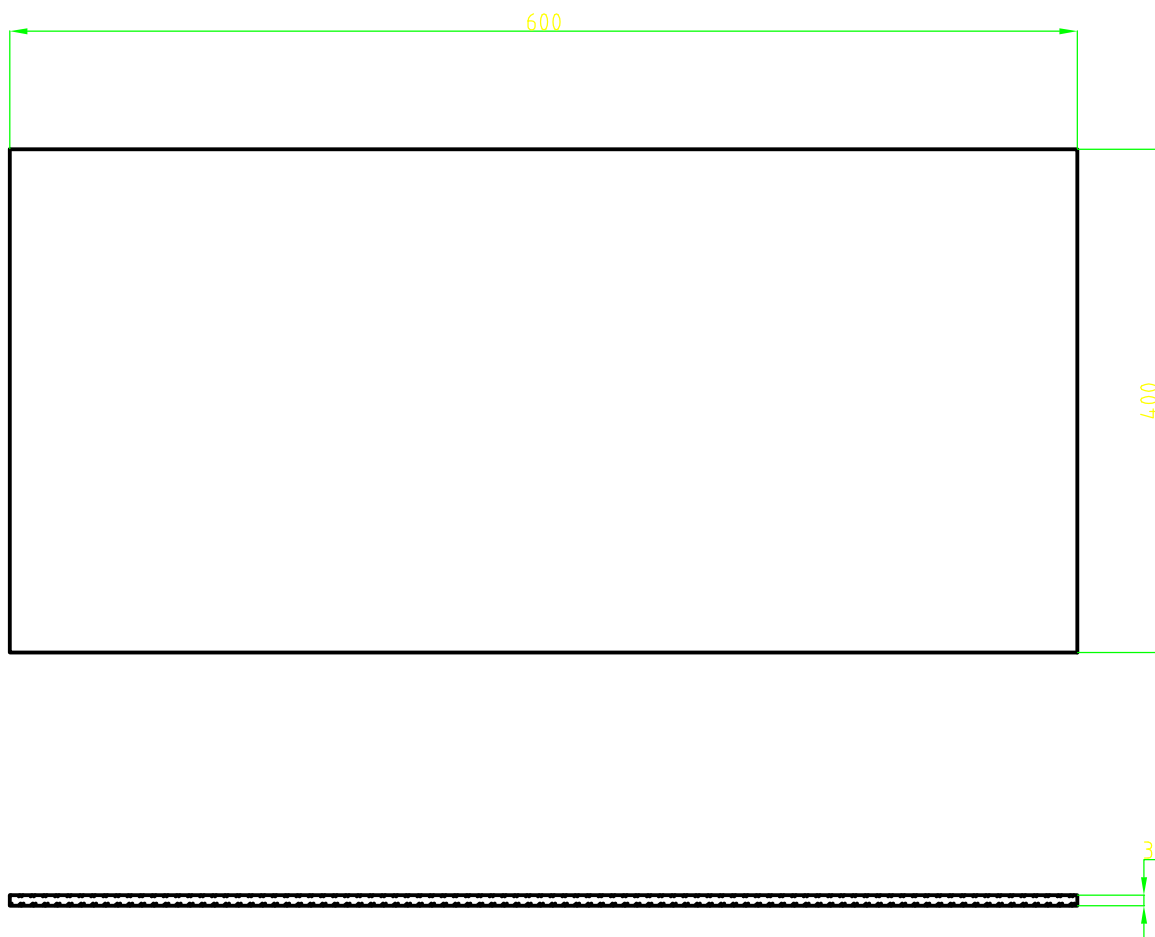
Tratamiento térmico:	N/A:	Material:		Dim. brutas:	
Recubrimiento:	N/A:	ACERO ASTM 653		956X30X3	
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	UPS	Dis.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán	2015-04-14	
		Dib.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán	2015-04-14	
		Rev.	Ing. Salvatore Reina	2015-04-14	
Transversal sup. e inferior	Esc. 1:5	Código	001.004.002	Tol. gral. ±0.2	



Tratamiento térmico:	N/A:	Material: ACERO ASTM 653		Dim. brutas: 952XØ15	
Recubrimiento:	N/A:				
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	UPS	Dis.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán	2015-04-14	
		Dib.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán	2015-04-14	
		Rev.	Ing. Salvatore Reina	2015-04-14	
Varilla lisa	Esc. 1:5	Código	001.004.003	Tol. gral. ±0.2	



Tratamiento térmico:	N/A:	Material:	ACERO ASTM 653	Dim. brutas:	173X50x0.9
Recubrimiento:	N/A:				
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	UPS	Dis.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán	2015-04-14	
		Dib.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán	2015-04-14	
		Rev.	Ing. Salvatore Reina	2015-04-14	
Apriete de guantera	Esc. 1:5	Código	001.005.000	Tol. gral. ±0.2	



Tratamiento térmico:	N/A:	Material:		Dim. brutas:	
Recubrimiento:	N/A:	VIDRIO TEMPLADO		603X403	
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	UPS	Dis.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán	2015-04-14	
		Dib.	Alfonso Nicolás Espinosa Terán	2015-04-14	
		Rev.	Ing. Salvatore Reina	2015-04-14	
Visor	Esc. 1:5	Código	001.006.000	Tol. gral. ±0.2	